

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Institut dopravy

Studie čtyřkolového terénního vozidla

Study of Four-wheeled Terrain Vehicle

Student:

Bc. Petr Mahdal

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Michal Richtář

Ostrava 2012

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Petr Mahdal**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 2301T003 Dopravní technika a technologie

Specializace: 20 Silniční doprava

Téma: Studie čtyřkolového terénního vozidla
Study of Four-wheeled Terrain Vehicle

Zásady pro vypracování:

1. Úvod
2. Teoretický rozbor problému
3. Návrh rámu a zavěšení kol
4. Návrh pohonného ústrojí
5. Konstrukce dalších vozidlových skupin
6. Závěr

Seznam doporučené odborné literatury:

Matějka, R. Vozidla silniční dopravy I, Bratislava: ALFA Bratislava, 1990, ISBN 80-05-00392-7
Matějka, R. Vozidla silniční dopravy II, Bratislava: ALFA Bratislava, 1990, ISBN 80-05-00392-7
Svoboda, J. Teorie dopravních prostředků, Praha: ČVUT Praha, 2000, ISBN 80-01-01613-7

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Michal Richtář**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012

doc. Ing. Vladimír Smrž, Ph.D.
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce: Bc. Petr Mahdal

Adresa trvalého pobytu autora práce: Bánov 43, 68754 Bánov

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu své diplomové práce Ing. Michalu Richtářovi za cenné připomínky a vstřícný přístup při zpracování této práce. Dále bych chtěl poděkovat Ing. Tomáši Kubínovi, Ph.D. z Katedry výrobních strojů a konstruování za pomoc při skenování vybraných vozidlových částí. Zvláštní poděkování patří i mému otci a celé mé rodině za pomoc při stavbě vozidla a podporu při studiu.

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

MAHDAL, P. *Studie čtyřkolového terénního vozidla: diplomová práce*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy, 2012, 52 s. Vedoucí práce: Richtář, M.

Náplní diplomové práce je vypracování studie jednomístného čtyřkolového terénního vozidla. Práce obsahuje teoretický rozbor jednotlivých vozidlových skupin, poté následuje návrh rámu, zavěšení kol, pohonného ústrojí a popis konstrukčního řešení ostatních vozidlových skupin. Součástí práce je i praktická realizace jednotlivých návrhů při pokusu o sestavení funkčního prototypu řešeného vozidla.

ANNOTATION OF THESIS

MAHDAL, P. *Study of Four-wheeled Terrain Vehicle: Master Thesis*. Ostrava: VŠB - Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Institute of Transport, 2012, 52 p. Thesis head: Richtář, M.

This thesis deals with elaboration of study of single-place four-wheeled terrain vehicle. The thesis contains theoretical analysis of particular vehicle sections, design of frame and wheel suspension, design of drive system and characterization of construction design of other vehicle sections. The thesis includes also practical implementation of particular designs at attempt to set up working vehicle prototype mentioned above.

Obsah

Seznam použitých symbolů a zkratk

1. Úvod.....	1
2. Formulace problému	2
2.1. Rám vozidla.....	2
2.2. Zavěšení kol.....	3
2.3. Pohonné ústrojí.....	3
2.4. Ostatní vozidlové skupiny	4
3. Návrh rámu a zavěšení kol	6
3.1. Návrh rámu	6
3.1.1. Stanovení základních tvarů rámu	6
3.1.2. Konstrukce rámu	7
3.1.3. Pevnostní kontrola rámu	8
3.1.4. Vlastní výroba navrženého rámu	11
3.2. Návrh zavěšení kol	12
3.2.1. Digitalizace vybraných částí uložení kol	14
3.2.2. Návrh zavěšení zadních kol	16
3.2.3. Návrh zavěšení předních kol.....	22
4. Návrh pohonného ústrojí.....	26
4.1. Stanovení základní koncepce.....	26
4.2. Uspořádání pohonného ústrojí.....	26
4.3. Výběr, úpravy a uchycení částí pohonného ústrojí.....	27
4.3.1. Motor.....	27
4.3.2. Sekundární převod	31
4.3.3. Diferenciál.....	31
4.3.4. Kloubové hřídele hnacích kol	35
4.4. Určení vybraných vozidlových charakteristik	36
5. Konstrukce dalších vozidlových skupin.....	42
5.1. Řízení.....	43
5.2. Odpružení	44
5.3. Brzdové zařízení	45
5.4. Kola a pneumatiky.....	49
6. Závěr.....	51

Seznam použité literatury

Přílohy

Seznam použitých symbolů a zkratek

a	Zrychlení	$[\text{m.s}^{-2}]$
c_x	Součinitel odporu vzduchu	$[-]$
CD	Kompaktní disk	
DOHC	Ventilový rozvod s dvěma vačkovými hřídelemi v hlavě válce	
f	Součinitel odporu valení	$[-]$
$f(v)$	Závislost součinitele odporu valení na rychlosti	$[-]$
g	Tíhové zrychlení	$[\text{m.s}^{-2}]$
G	Tíha vozidla	$[\text{N}]$
i_k	Převodový poměr k-tého rychlostního stupně	$[-]$
i_p	Převodový poměr primárního převodu	$[-]$
i_s	Převodový poměr sekundárního převodu	$[-]$
k_k	Součinitel bezpečnosti meze kluzu materiálu	$[-]$
k_p	Součinitel bezpečnosti meze pevnosti materiálu	$[-]$
P^P	Nejvyšší výkon motoru	$[\text{kW}]$
F_k	Hnací síla na kolech	$[\text{N}]$
m_p	Pohotovostní hmotnost vozidla	$[\text{kg}]$
m_f	Hmotnost řidiče	$[\text{kg}]$
M^M	Nejvyšší točivý moment motoru	$[\text{N.m}]$
M^P	Točivý moment motoru při maximálním výkonu	$[\text{N.m}]$
M_t	Točivý moment motoru	$[\text{N.m}]$
n	Otáčky	$[\text{min}^{-1}]$
O_v	Odpor vzduchu	$[\text{N}]$
p	Měrná hnací síla	$[\text{N.N}^{-1}]$
P	Střed klopení kola	$[-]$
r_d	Dynamický poloměr kola	$[\text{m}]$
S_x	Čelní plocha vozidla	$[\text{m}^2]$
v	Rychlost	$[\text{m.s}^{-1}]$
V	Rychlost	$[\text{km.h}^{-1}]$
δ	Součinitel rotačních hmot	$[-]$

1. Úvod

Původním záměrem této diplomové práce měla být studie a stavba motokáry. Hlavní odlišností od sériově vyráběných motokár měl být motocyklový motor o zdvihovém objemu 599 cm^3 , zatímco u běžně vyráběných motokár se lze setkat pouze s motory o zdvihovém objemu do 390 cm^3 .

Aby bylo možné využít celkový výkon myšleného vozidla, muselo by být provozováno pouze na rovném a tvrdém povrchu, což značně omezuje použití vozidla. Kvůli tomuto omezení jsem od původního záměru upustil a rozhodl jsem se provést studii a stavbu jednomístného čtyřkolového terénního vozidla, které by si zachovalo určitou lehkost, přednosti vysokootáčkového motocyklového motoru a mohlo být provozováno jak na rovném povrchu, tak i v terénu.

Kompletní vývoj vozidla by byl velmi rozsáhlý a značně by přesahoval časové možnosti i rozsah této diplomové práce. Cílem diplomové práce je zaměřit se na návrh rámu, zavěšení kol a pohonného ústrojí. U dalších vozidlových skupin je potřeba vybrat vhodné konstrukční typy, popsat použité části, ze kterých jsou vybrané konstrukční typy vozidlových skupin složeny a navrhnout způsob uchycení některých těchto částí k vozidlu.

2. Formulace problému

Před započítím studie a realizace stavby vozidla je třeba si nejdříve jednotlivé vozidlové skupiny rozebrat a stanovit problémy, které bude třeba řešit.

Hlavní části řešeného vozidla lze v podstatě rozdělit do následujících skupin:

- rám vozidla,
- zavěšení kol,
- pohonné ústrojí,
- řízení,
- odpružení,
- brzdové zařízení,
- kola a pneumatiky,
- příslušenství a výstroj.

2.1. Rám vozidla

Rám představuje základní nosnou část vozidla, jehož účelem je spojovat a udržovat ve vhodné vzájemné poloze všechny hlavní skupiny vozidla.

Hlavní úkoly rámu:

- vést nápravy,
- nést karoserii, posádku, náklad a přenášet jejich tíhu na nápravu,
- umožnit funkci hnacího ústrojí,
- přenášet hnací a brzdné síly z/na hnací ústrojí,
- zajistit bezpečnost posádky vozidla.

Požadavky na rám:

- tuhost, pevnost a pružnost,
- nízká hmotnost,
- bezkonfliktnost vůči konstrukčním částem vozidla,
- dlouhá životnost.

Cíl studie u rámu vozidla:

Na začátku návrhu rámu je nejprve zapotřebí určit jeho typ, ujasnit si budoucí koncepci vozidla, rozmístění vozidlových skupin s ohledem na vybrané použité díly z jiných

vozidel, kterým se bude muset rám uzpůsobit. Poté stanovit jeho základní tvar, navrhnout vlastní konstrukci rámu a provést pevnostní kontrolu navrženého rámu.

2.2. Zavěšení kol

Zavěšení kol je způsob, kterým je realizováno připojení kol k rámu vozidla. Z funkčního hlediska plní tyto úkoly:

- Zajišťuje svislý relativní pohyb kola vzhledem k rámu, potřebný z hlediska odpružení a eliminuje nežádoucí pohyby kola (boční posuv, naklánění kola), čímž umožňuje vedení kola.
- Přenáší síly a momenty mezi kolem a rámem, což jsou svislé síly od zatížení, podélné síly od hnací soustavy a brzd, příčné síly (odstředivé síly) a momenty podélných sil [1].
- Umožňuje funkci odpružení, které je obvykle umístěno mezi rameny zavěšení kol (popř. nápravnicí) a rámem.

Cíl studie u zavěšení kol:

V rámci studie bude třeba určit vhodný konstrukční typ zavěšení kol, navrhnout ramena zavěšení a způsob uchycení ramen k použitým částem uložení kol a rámu vozidla.

2.3. Pohonné ústrojí

Pohonné ústrojí vozidla lze v podstatě rozdělit na pohonné zařízení (motor), které je zdrojem mechanické energie a převodové ústrojí, jehož účelem je přenos mechanické energie od motoru ve formě rotačního pohybu na hnací kola vozidla v určitém poměru rychlostí a momentů. Dalšími úkoly převodového ústrojí je měnit převodový poměr mezi motorem a hnacími koly pro jízdu vpřed, případně vzad a umožnit chod motoru volnoběžnými otáčkami při stojícím vozidle.

V současnosti je nejrozšířenějším druhem pohonu motorový pohon s pístovým spalovacím motorem, Méně často se lze u vozidel setkat s pohonem palivovými články, akumulátorovým, popř. hybridním, jehož použití se nicméně v poslední době velmi rozšiřuje.

Převodové ústrojí vozidla je zpravidla tvořeno spojkou, převodovkou, rozvodovkou s diferenciálem a hnacími hřídeli kol.

Dle umístění motoru, počtu hnacích kol a koncepčních požadavků existuje mnoho konstrukčních variant uspořádání pohonného ústrojí. Motor je obvykle umístěn v přední, zadní, případně prostřední části vozidla, přičemž může být poháněná buď přední, zadní případně všechny nápravy vozidla.

Cíl studie u pohonného ústrojí:

U vozidla bude určena základní koncepce, stanoveno uspořádání pohonného ústrojí, vhodně zvoleny všechny použité části pohonného ústrojí a navrhnout způsob jejich uchycení k rámu vozidla.

2.4. Ostatní vozidlové skupiny

Řízení

Řídící ústrojí vozidla zajišťuje udržení vozidla v přímém směru jízdy, nebo záměrnou změnu směru jízdy. Základním požadavkem na řízení je, aby se kola při jízdě zatáčkou v každé jejich poloze odvalovala a nesmýkala se.

Cíl studie u řízení:

Pro vozidlo bude zvolen vhodný konstrukční typ řídicího ústrojí, popsány použité části a navrhnout způsob uchycení řídicího ústrojí k rámu vozidla.

Odpružení

Odpružení vozidla má za úkol zmírnit rázy a kmity přenášející se od vozovky na podvozek a karoserii automobilu tak, aby byly tyto rázy a kmity dobře snesitelné pro lidský organismus. Další funkcí odpružení je udržovat pneumatiky ve stálém kontaktu s vozovkou. Skládá se obvykle pružin a tlumičů, popř. stabilizátorů eliminujících naklánění karoserie v zatáčkách. Pružiny obstarávají změnu tvrdých rázů na pomalejší a měkčí silové účinky, úkolem tlumičů je pak tyto silové účinky utlumit.

Cíl studie u odpružení:

Ve studii bude pro vozidlo vybrán vhodný konstrukční typ odpružení, popsány jednotlivé části odpružení a vyřešeno jejich upevnění k vozidlu.

Brzdové zařízení

Brzdové zařízení, které tvoří všechny brzdové soustavy na vozidle, má za úkol snížit rychlost u pohybujícího se vozidla, umožnit jeho zastavení, nebo zajištění vozidla proti pohybu.

Cíl studie u brzdového zařízení:

Pro vozidlo bude vybrán vhodný konstrukční typ brzdového zařízení, popsány použité části brzdového zařízení a určeno jejich uspořádání.

Kola a pneumatiky

Kola s pneumatikami zajišťují spojení vozidla s vozovkou. Hlavními úkoly je nést hmotnost vozidla, přenášet síly a momenty mezi vozovkou a vozidlem. Pneumatika kola přispívá k odpružení vozidla, čímž zvětšuje jízdní pohodlí a svými materiálovými vlastnostmi zajišťuje bezpečnost jízdy.

Požadavky na kola:

- nízká hmotnost,
- velký vnitřní prostor v kole pro velké brzdové kotouče,
- vysoká tvarová stálost a pružnost,
- dobré odvádění tepla,
- možnost jednoduché výměny při defektu pneumatiky.

Cíl studie u kol a pneumatik

V rámci studie bude vybrán vhodný typ kol a pneumatik, popsána jejich konstrukce a stanoveny jejich rozměry.

Příslušenství a výstroj

Příslušenstvím vozidla se rozumí zařízení a přístroje pevně spojené s vozidlem, které jsou po technické stránce nezbytné pro činnost vozidla. Jedná se například o spouštěcí zařízení, chladicí zařízení, řídicí jednotku motoru, elektroinstalaci, atd. Výstrojí vozidla se označují pomocná zařízení, přístroje a pomůcky, které jsou pevně spojené s vozidlem, avšak pro provoz vozidla nejsou nezbytně nutné. Jedná se například o osvětlovací zařízení, zpětná zrcátka, tachometr, atd. U vozidla řešeného ve studii budou části příslušenství a výstroje použity převážně z motocyklu Yamaha FZS600 Fazer a vozidla Škoda Favorit. Tyto části již nebudou v průběhu studie dále řešeny.

3. Návrh rámu a zavěšení kol

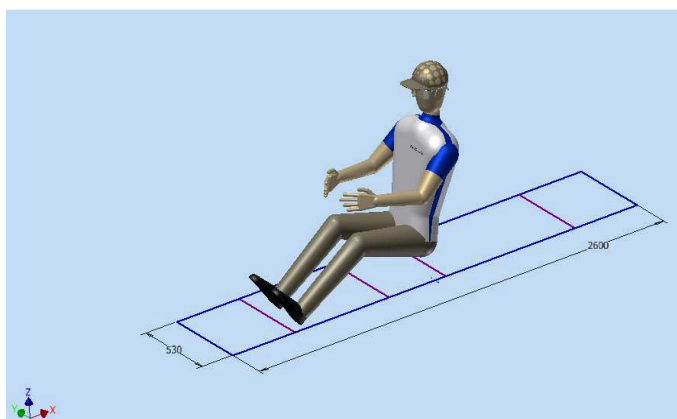
3.1. Návrh rámu

Před vlastním konstrukčním návrhem rámu bylo třeba ujasnit si jeho budoucí tvar. Jelikož se jedná o jednomístné vozidlo typu „Buggy“, zvolil jsem jako hlavní nosný prvek vozidla prostorovou konstrukci z ocelových profilů. Výhodami toho rámu jsou dobrá tuhost při relativně nízké hmotnosti, snadná zástavba pohonného ústrojí, zavěšení kol a dalších částí vozidlových skupin na rám vozidla. Jelikož je řidič umístěn uvnitř rámu, plní taky funkci ochranou. Nevýhodou tohoto typu rámu je pracnost výroby.

3.1.1. Stanovení základních tvarů rámu

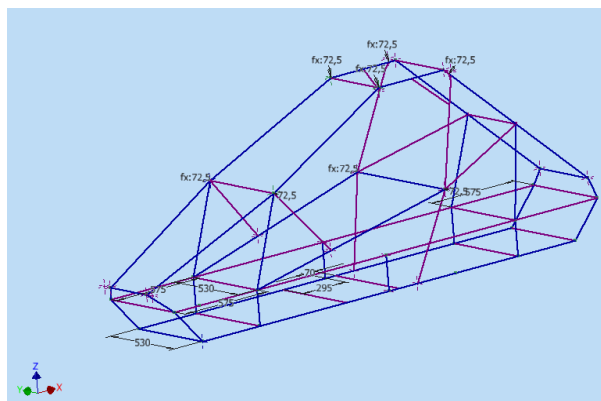
Při určování tvaru rámu jsem vycházel převážně z umístění a polohy řidiče ve vozidle, umístění pohonného ústrojí a zavěšení ramen. Podmínka byla, že rozchody kol musí kvůli použití vybraných dílů z jiných vozidel zůstat zachovány. Rám tedy nesměl být moc široký, aby ramena zavěšení kol nebyla příliš krátká.

Celý návrh rámu probíhal v prostředí Autodesk Inventoru. Pro určení budoucích tvarů jsem využil konfigurovatelný 3D model pánské postavy. Modelu jsem nadefinoval průměrné rozměry postavy výšky 182cm. Následovalo vložení postavy do 3D prostředí Inventoru a její usazení do jezdecké pozice. Poté jsem vytvořil náčrt na spodní rovinu pod řidičem s ohledem na umístění motoru za řidičem a ostatní vozidlové skupiny, čím vznikla spodní část kostry rámu.



Obr. 3.1 Usazený 3D model postavy v prostředí Autodesk Inventoru

Zakreslenou síť na spodní rovině jsem pomocí 2D a 3D náčrtů dále rozvíjel. Nejprve se zakreslila spodní (podvozková) část rámu, na kterou postupně navazovala horní část, až vznikla kompletní drátěná kostra rámu.

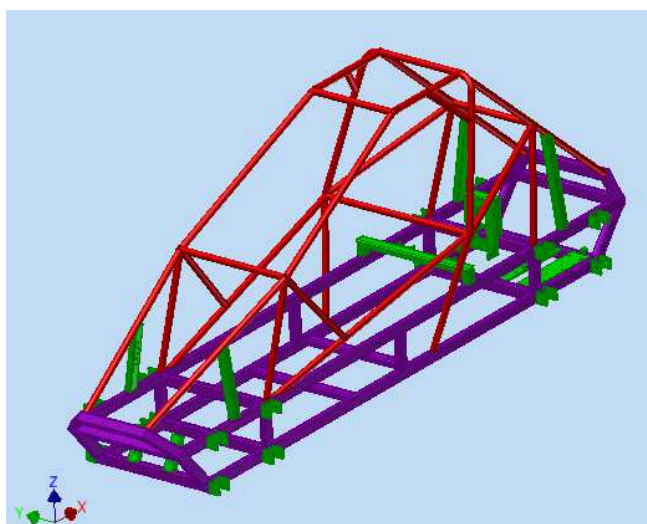


Obr. 3.2 Navržená drátěná kostra rámu

3.1.2. Konstrukce rámu

Z drátěné kostry jsem pomocí generátoru nosných konstrukcí vytvořil 3D model prostorového rámu vozidla.

Rám se skládá z ocelových profilů a trubek jakosti 11375. Spodní část rámu, jakožto hlavní nosná část, je tvořena obdélníkovými ocelovými profily 50x30 mm, tloušťky 3 mm (na obr. 3.3 zvýrazněna fialovou barvou). Tyto profily jsem zvolil jednak z důvodu nosnosti, tak i snadnějšího upevnění úchytných ramen zavěšení kol. Horní část rámu krom nosné funkce zajišťuje i ochranu řidiče. Je tvořena ocelovými trubkami průměru 30 mm (na obr. 3.3 zvýrazněna červenou barvou), tloušťky 2,9 mm. V průběhu studie na rám postupně přibývaly další nosníky a úchyty (viz. obr. 3.3 zelenou barvou) pro uchycení částí vozidlových skupin, které budou popsány v dalších kapitolách. 3D modely navržených částí vozidlových skupin jsou uloženy na přiloženém CD a lze z nich zjistit veškeré rozměry, které ve studii nejsou uvedeny. Výkresová dokumentace navrženého rámu je uvedena v příloze.



Obr. 3.3 Navržený rám vozidla

3.1.3. Pevnostní kontrola rámu

Na navrženém rámu byla provedena pevnostní kontrola. Kontroloval se průhyb a napjatost všech trubek a profilů, z nichž je rám sestaven, při statickém zatížení svislými silami. Tyto síly reprezentují tíhu řidiče a jednotlivých částí vozidlových skupin uchycených k rámu.

Analýza rámu je provedena v programu Autodesk Inventor pomocí integrovaného modulu určeného k analýze rámových konstrukcí. Po zvolení statické analýzy byl 3D model rámu převeden na idealizované uzly a nosníky. Následně jsem určil u všech nosníků typ materiálu s vybranými mechanickými vlastnostmi, hodnoty jsou uvedeny v tabulce 1.

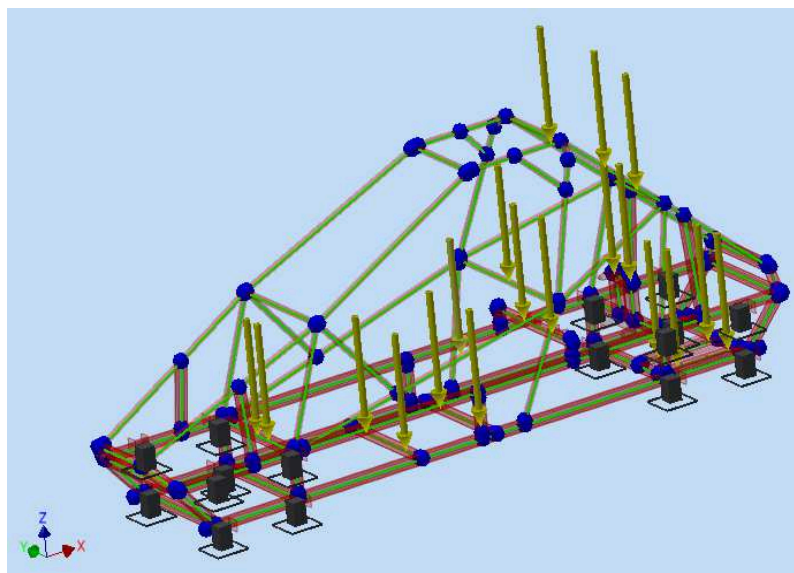
Tabulka 1: Typ materiálu nosníků s vybraným mechanickými vlastnostmi

Typ materiálu	konstrukční ocel
Hustota	7,850 g/cm ³
Youngův modul	210,000 GPa
Poissonovo číslo	0,300 ul
Mez kluzu v tahu	207,000 Mpa
Mez pevnosti v tahu	345,000 Mpa
Tepelná vodivost	56,000 W/(m K)
Délková roztažnost	0,0000120 ul/c
Měrné teplo	0,460 J/(kg K)

Dále byly definovány počáteční podmínky. Rám se podepřel pevnými vazbami v místech zavěšení kol, poté se na rám rozmístily síly představující tíhu řidiče a vybraných částí vozidlových skupin. Síly jsou situovány do míst uchycení daných částí k rámu. V případě, že je některá z částí uchycena na více místech, je její tíha rozložena do těchto míst. Díky realizaci stavby vozidla bylo možno u dílů, které budou na rám umístěny změřit jejich hmotnost a určit tak velikost jednotlivých sil. Je třeba dodat, že některé díly nevýznamných hmotností byly zanedbány, což však nemá podstatný vliv na celkový výsledek kontroly. Tíhové síly jednotlivých dílů a řidiče působící na rám jsou uvedeny v tabulce 2.

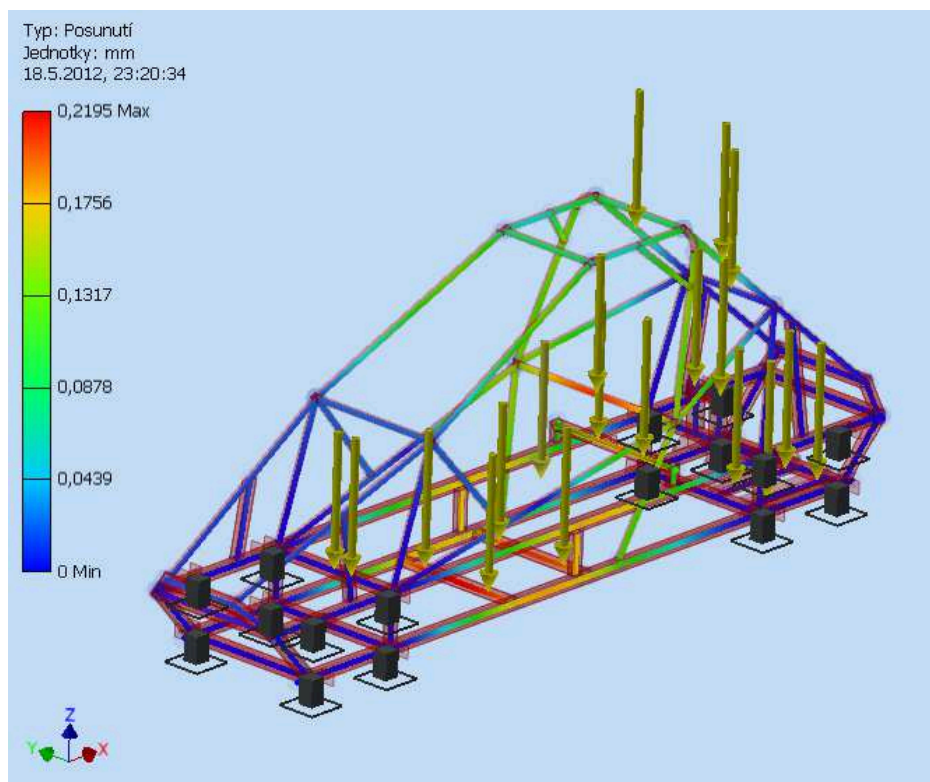
Tabulka 2: Síly působící na rám

Síla	Velikost síly [N]
Motor + svody	630
Sedačka + řidič	1030
Diferenciál s domky	190
Chladič	40
Pedály + posilovač	60
řízení	40



Obr. 3.4 Definování počátečních podmínek

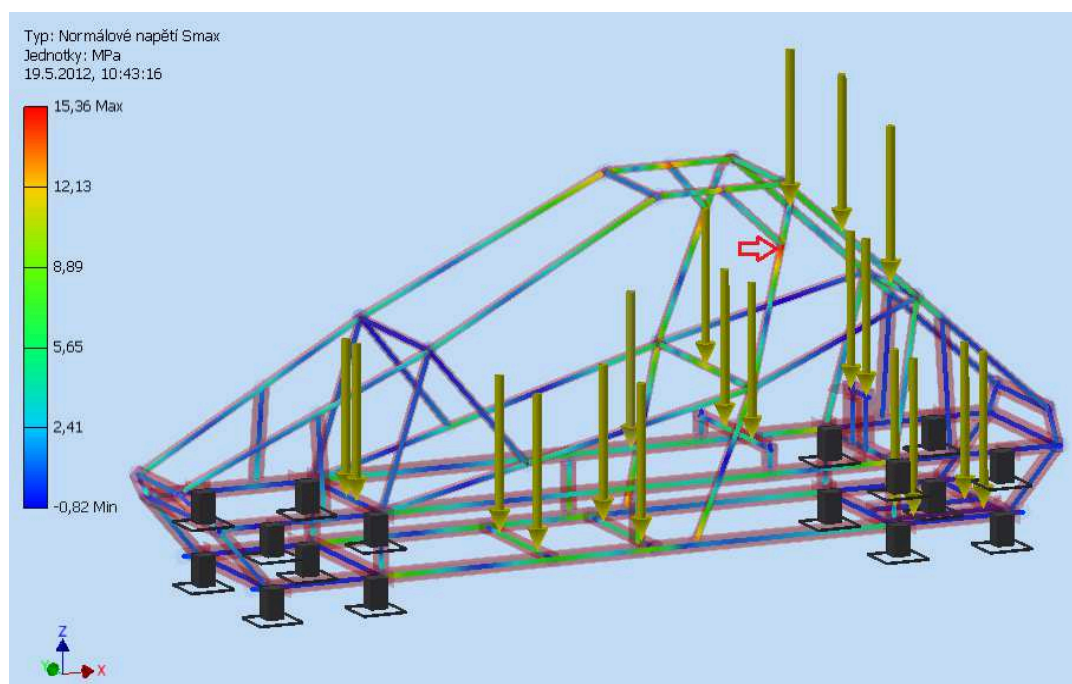
Po nadefinování podmínek byla spuštěna simulace, čímž byly získány výsledky demonstrující kritéria navrženého rámu. Výsledný průhyb nosníků je viditelný na obr. 3.5.



Obr. 3.5 Průhyb nosníků rámu po simulaci

Z obr. 3.5 je zřejmé, že nejvíce náchylné na průhyb jsou nosníky sedačky s řidičem a nosník nádrže. Maximální průhyb je u předního nosníku sedačky s řidičem, jeho hodnota činí 0,2195 mm.

Dále z výsledků simulace lze sledovat maximální napjatost v nosnících. Z výsledků je zřejmé, že maximální napjatost činí 15,36 MPa. Nachází se v místě nosníku označeném na obr. 3.6.



Obr. 3.6 Maximální napjatost v nosnících rámu

Výslednou hodnotu maximálního napětí jsem porovnal s mezí kluzu materiálu a s mezí pevnosti v tahu, čímž jsem získal ukazatele míry bezpečnosti navrženého nosníku.

Součinitel bezpečnosti (pro kluz):

$$k_k = \frac{R_e}{\sigma_{max}} = \frac{207}{15,36} = 13,48$$

Součinitel bezpečnosti (pro pevnost v tahu):

$$k_p = \frac{R_m}{\sigma_{max}} = \frac{345}{15,36} = 22,46$$

Z vypočtených součinitelů bezpečnosti lze konstatovat, že maximální napětí by muselo být 13,48 krát větší, aby došlo k trvalé deformaci nosníku a 22,46 krát větší, aby se nosník přetrhl. Protože jsou všechny nosníky rámu ze stejného materiálu, lze učinit závěr, že navržený rám při pevnostní kontrole vyhověl.

3.1.4. Vlastní výroba navrženého rámu

K výrobě rámu jsem zvolil technologii svařování metodou 111, jedná se o ruční obloukové svařování obalenou elektrodou. Všechny profily a trubky byly nařezány dle rozměrů navrženého rámu. Před stavbou rámu byla nejdříve svařena z ocelových čtvercových profilů o průřezu 60 mm pracovní rovina, na které následně proběhla stavba rámu. Nejprve byla z obdélníkových profilů svařena spodní část rámu. Aby se při této operaci konstrukce nezkroutila, bylo nutné svařované profily přisvorkovat k pracovní rovině.



Obr. 3.7 Přisvorkovaná část rámu

Po zhotovení celé spodní části rámu byl z trubek svařen hlavní oblouk dělící prostor pro řidiče s motorovým prostorem a přivařen ke spodní části rámu.



Obr. 3.8 Spodní část rámu s hlavním obloukem

K tomuto oblouku se přivařily trubky spojující zadní spodní část rámu s horní částí oblouku. Po tomto kroku proběhlo svaření předního oblouku umístěného nad řidičem, který byl následně přivařen ke spodní části rámu a hlavnímu oblouku. Nakonec byly navařeny zbylé příčky rámu. Zhotovený rám je zobrazen z více pohledů na fotografiích v příloze 1.



Obr. 3.9 Rám vozidla

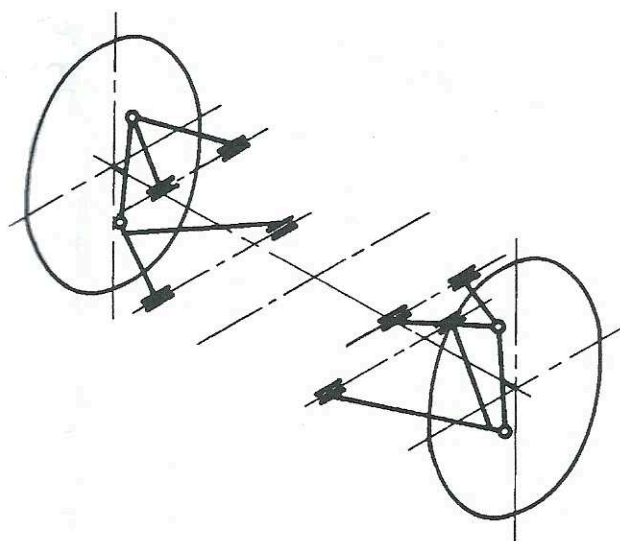
3.2. Návrh zavěšení kol

Volba vhodného zavěšení kol proběhla již u návrhu samotného rámu. Při rozhodování mezi použitím závislého, nebo nezávislého zavěšení padla volba na zavěšení nezávislé, jehož výhodou je, že levé kolo a pravé kolo již mezi sebou nejsou přímo vázány, tudíž se kola při jízdě navzájem neovlivňují. Další výhodou je menší hmotnost neodpružených hmot, neboť je rozvodovka s diferenciálem umístěna na rámu vozidla. V úvahu připadalo použít zavěšení kol typu McPherson, nebo lichoběžníkové zavěšení. Jelikož byl použit prostorový rám určený pro přepravu jedné osoby a jedná se o vozidlo typu „Buggy“, tedy kola nejsou zakryta karoserií vozidla, musel by být navržený rám značně šířkově rozšířen až nad kola vozidla, aby bylo možno realizovat horní uložení vzpěry McPherson. Rozhodl jsem se tedy pro přední i zadní kola použít lichoběžníkové zavěšení, které je možno snadno uchytit k navrženému rámu bez nutnosti dalších úprav.

Při návrhu zavěšení kol bylo třeba navrhnout ramena zavěšení, navrhnout řešení uchycení těchto ramen k použitým částem uložení kol a k rámu vozidla. Protože byl návrh zavěšení kol zpracován v softwaru Autodesk Inventor, bylo třeba vybrané části uložení kol digitalizovat.

Lichoběžníkové zavěšení kol

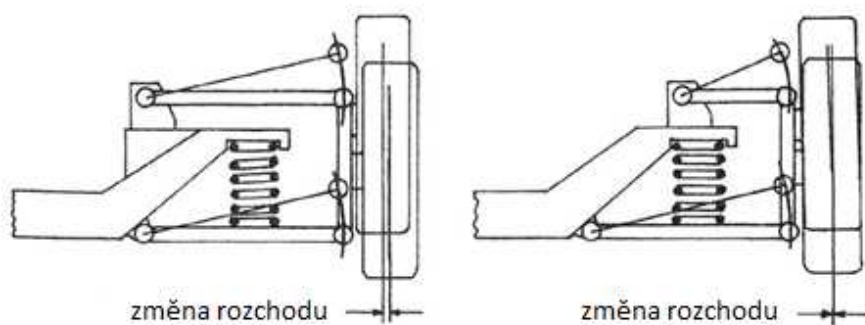
Zavěšení se skládá ze dvojice příčných trojúhelníkových ramen. Koncové body ramen tvoří v průmětu do příčné svislé roviny lichoběžník. Každé rameno je uchyceno ve třech bodech. Přes dvě pryžová pouzdra k rámu (karoserii) vozidla, na druhém konci pak v jednom bodě buď spojeno s rejdovým čepem, nebo s kulovým čepem umístěným na těhlici kola. Pomocí jednoho z ramen, obvykle spodního, bývá zajištěno spojení částí odpružení s rámem vozidla. Lichoběžníkové zavěšení se hojně využívá u sportovních automobilů a formulí, jelikož lze změnou délky a polohy ramen vhodně naladit kinematiku zavěšení kol.



Obr. 3.10 Schéma lichoběžníkového zavěšení kol

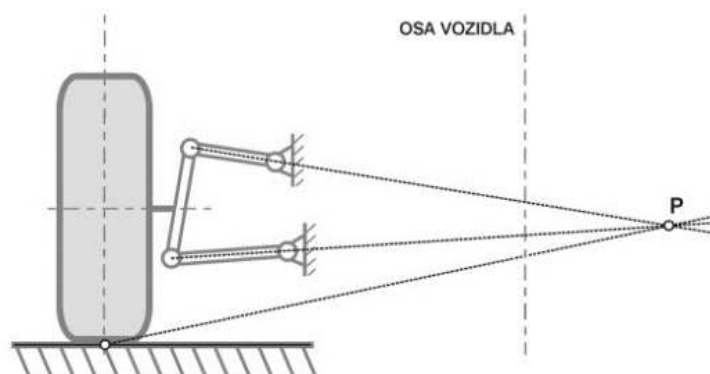
Kinematika lichoběžníkového zavěšení

Pokud by byla obě ramena zavěšení stejně dlouhá a rovnoběžná, bude kolo při propružení svírat s vozovkou pořád stejný úhel, čímž se sice nebude měnit odklon kola, ale bude se měnit rozchod kol. Pneumatika se tak více opotřebovává. Proto u lichoběžníkového zavěšení bývá obvykle horní rameno kratší než spodní. Pokud tedy dojde k propružení, horní rameno vykoná menší úhlovou dráhu než dolní rameno, což zajistí, že se horní část kola přiblíží více k rámu než dolní část kola. Vzniká tedy mírný záporný odklon kola, což má pozitivní dopad na stabilitu vozidla při jízdě vozidla zatáčkou. Změna rozchodu kol bude minimální. Na obr. 3.11 je porovnání změny rozchodu v případě stejně dlouhých ramenech zavěšení (vlevo) s případem, kdy je horní rameno kratší než rameno dolní (vpravo).



Obr. 3.11 Schéma změny rozchodu u dvou případů lichoběžníkového zavěšení

Důležitým parametrem určujícím změnu odklonu kol při propnutí je střed klopení kola. Jedná se o bod, ve kterém se protínají osy procházející body uložení horního a spodního ramene. Obecně lze konstatovat, že čím větší je vzdálenost středu klopení kola od osy vozidla, tím menší změny odklonu kol vznikají. Pro malé výchylky se opsáním kružnice z bodu P do stopy kola určí pohyb kola. Snaha konstruktérů je umístit tento bod co nejdále od kola. V případě rovnoběžných ramen leží střed klopení kola v nekonečnu. Na obr. 3.12 je tento bod vyznačen písmenem P.



Obr. 3.12 Střed klopení kola

3.2.1. Digitalizace vybraných částí uložení kol

K digitalizaci částí uložení kol jsem zvolil technologii 3D skenování. To proběhlo ve spolupráci s doktorem Tomášem Kubínem z katedry Výrobních strojů a konstruování, která má zařízení pro 3D skenování k dispozici. Použitým zařízením je HandyScan 3D. Jedná se o ruční laserový skener, který identifikuje poziční značky umístěné na tělese, popř. podložce a pomocí dvou kamer snímá laserový kříž na tělese. Z tohoto snímání je v softwaru VXelement vytvářena v reálném čase polygonová síť zobrazující skutečnou podobu snímaného tělesa.



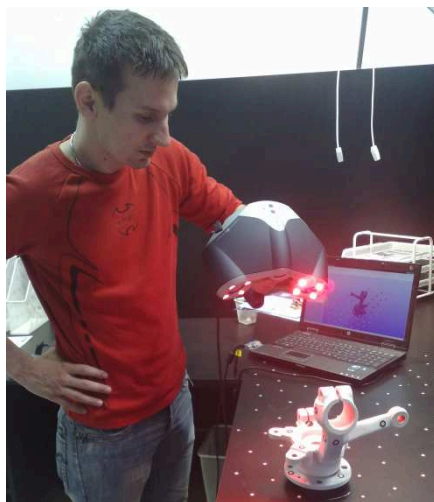
Obr. 3.13 HandyScan 3D

Pro skenování byla vybrána těhlice s nábojem z automobilu Škoda Favorit a těhlice z automobilu Škoda 105M. Protože skenovací zařízení dobře snímá jenom matné světlejší povrchy, musela být snímaná tělesa nejdříve nastříkána bílým křídovým sprejem.



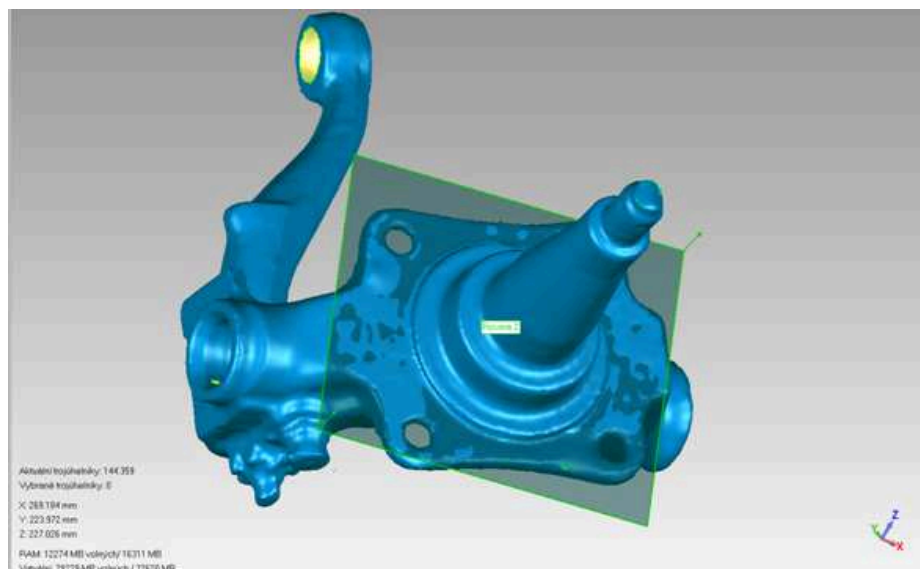
Obr. 3.14 Stríkáání těhlice s nábojem

Následně byly na každé ze snímaných těles nalepeny poziční značky a těleso se umístilo na pracovní stůl opatřený také pozičními značkami (viz příloha 3). Poté mohlo začít vlastní skenování tělesa.



Obr. 3.15 Skenování těhlice s nábojem

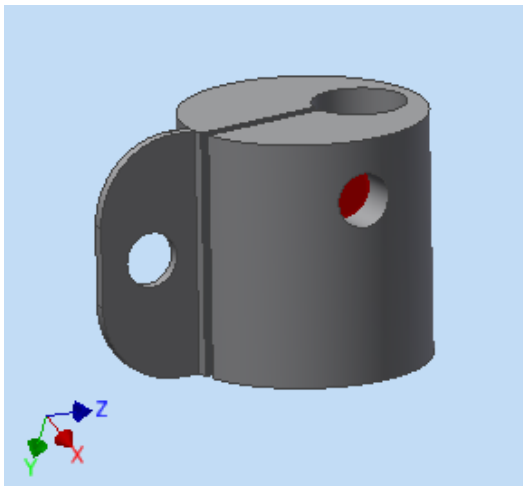
Po naskenování obou těles byly polygonové sítě uloženy ve formátu STL a importovány do softwaru Geomagic Studio. V tomto programu byly polygonové sítě dále zpracovány, převedeny na 3D modely a vytvořeny potřebné roviny a osy. Následně byly modely uloženy ve formátu STEP, ve kterém jich už lze importovat do programu Autodesk Inventor.



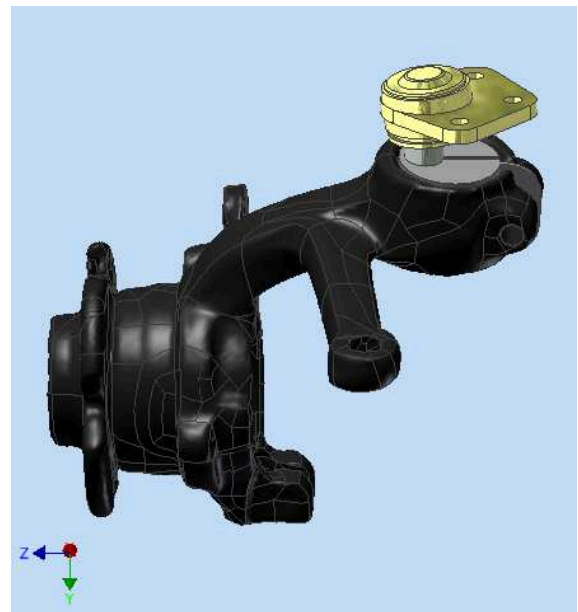
Obr. 3.16 Vytváření pracovní roviny na těhlici v programu Geomagic Studio

3.2.2. Návrh zavěšení zadních kol

V rámci návrhu lichoběžníkového zavěšení kol zadní nápravy byly použity těhlice z automobilu Škoda Favorit, které jsou původně navrženy pro zavěšení typu McPherson. Bylo tedy nejdříve nutné upravit je tak, aby k nim bylo možno přichytit kulové čepy horních ramen zavěšení. Kulové čepy ramen jsou taktéž použity z vozidla Škoda Favorit. Protože má těhlice v horní části úchyt pro upevnění původních tlumičů, bylo třeba do tohoto místa umístit vložku z oceli jakosti 11375, ve které bude upevněn kulový čep horního ramene. Ve vložce je vyvrtána díra pro umístění kulového čepu. Dále je v ní vyvrtána díra, do které je vsunut ocelový zajišťovací kolík čepu. Vložka je částečně rozřezána, aby se zajistilo stáhnutí kulového čepu, a je k ní přivařen ocelový plech s vyvrtanou dírou, který zabraňuje vyklouznutí vložky z těhlice. Pomocí šroubu s maticí je pak celý úchyt na těhlici stažen, čímž je stažena taky vložka s kulovým čepem.

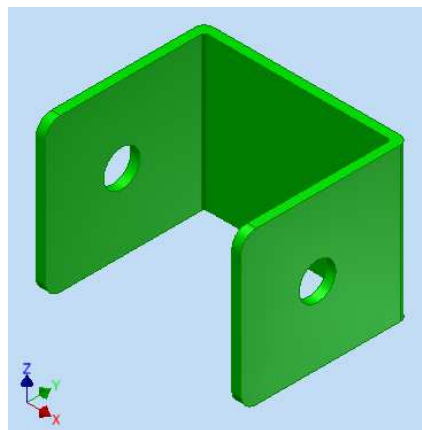


Obr. 3.17 Navržená vložka s kolíkem



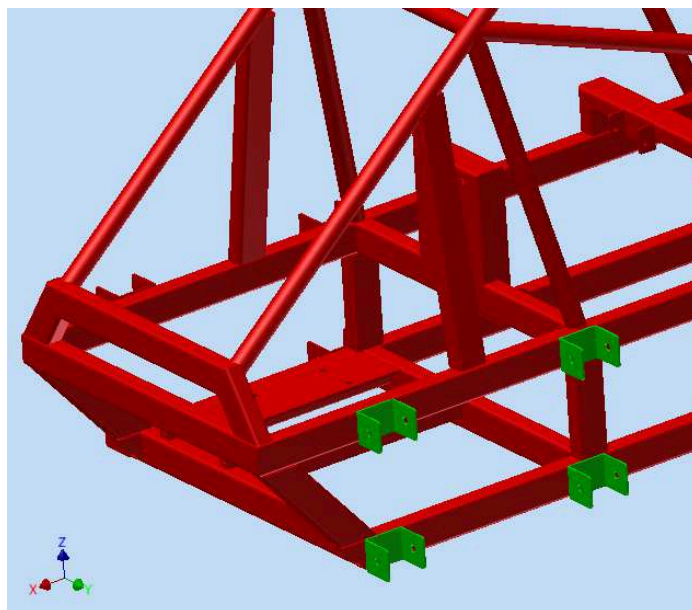
Obr. 3.18 Sestava těhlice s vložkou a kulovým čepem

Po úpravě těhlic následovalo navržení úchytů, pomocí nichž je přes silentbloky uchyceno rameno k rámu vozidla. Úchyty jsou vyrobeny z ocelové ploché tyče jakosti 11375, průřezu 50x3 mm. Každý z úchytů má vnitřní rozměr odpovídající délce použitých silentbloků z vozidla Škoda Favorit a jsou v něm vyvrtány dvě díry pro upevnění ramen k úchytu.



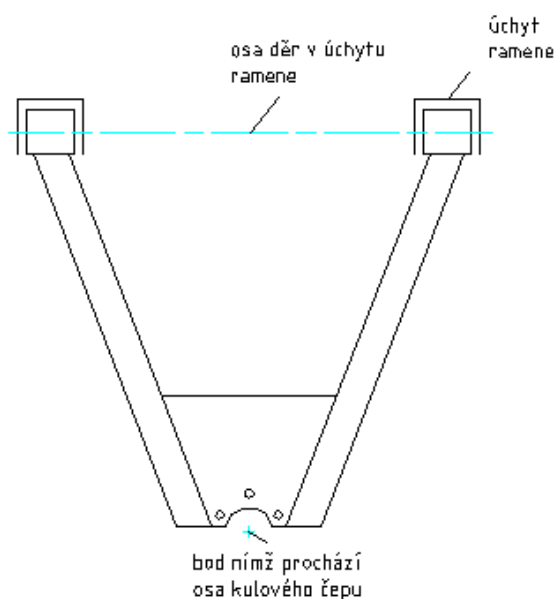
Obr. 3.19 Navržený úchyt ramen zavěšení zadních kol

Rameno je přes silentbloky uchyceno k rámu ve dvou místech, tudíž pro zavěšení jednoho kola je na rám potřeba umístit čtyři úchyty. Úchyty jsou přivařeny na podélníky spodní části rámu (umístění navržených úchytů pravého zadního kola je na obr. 3.20). Ramena se silentbloky jsou s navrženými úchyty spojeny pevnostními šrouby s maticemi.



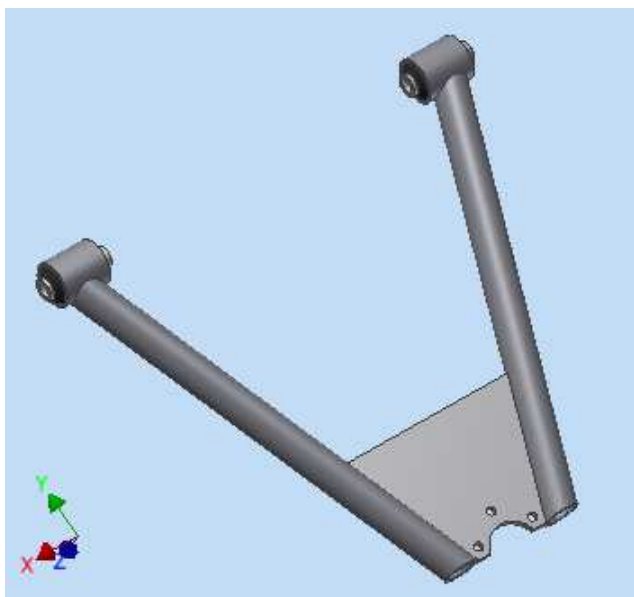
Obr. 3.20 Umístění navržených úchytů zavěšení pravého zadního kola na rámu vozidla

Následoval návrh ramen zavěšení zadních kol. Nejdříve bylo navrženo spodní rameno zavěšení. Rozměry ramene byly zjištěny tak, že se na automobilu Škoda Favorit změřila vzdálenost mezi osami levého a pravého kulového čepu spodních ramen zavěšení kol. Od této vzdálenosti se odečetla šířka spodní části rámu měřená z vnějšku a výsledný rozměr se podělil dvěma. Dále se od tohoto rozměru odečetla vzdálenost úchyty od dosedací plochy na rám po osu díry v úchytu. Tím byla zjištěna délka od osy oka silentbloku ramene po osu kulového čepu ramene. Po zakreslení těchto prvků a vzdáleností v softwaru AutoCAD jsem již mohl dokreslit půdorys spodního ramene.



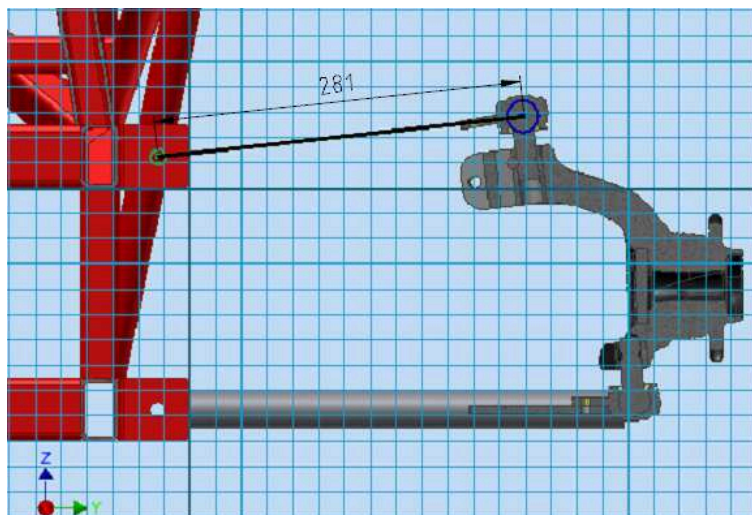
Obr. 3.21 Náskres spodního ramene zavěšení zadních kol

Dle nákresu z AutoCADu jsem v programu Autodesk Inventor vytvořil 3D model spodního ramene. Navržené rameno je z oceli jakosti 11375. Skládá se z plechu o tloušťce 6mm, ve kterém je vyřezán otvor a vyvrtány tři díry pro upevnění kulového čepu k rameni pomocí šroubů s maticemi. Na plech jsou přivařeny trubky o průměru 30 mm, tloušťky 3 mm, na jejichž koncích jsou přivařeny oka z trubky o průměru 40 mm, tloušťky 5 mm. Tyto oka mají na vnitřních hranách zkosení, aby do nich bylo možné nalisovat silentbloky ramen. Spodní ramena zavěšení levého a pravého zadního kola jsou totožná.



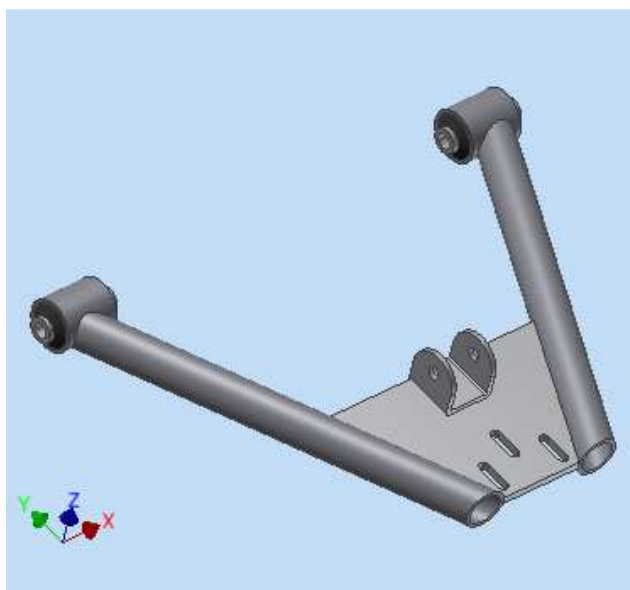
Obr. 3.22 Navržené spodního rameno zavěšení zadních kol se silentbloky

Po návrhu spodního ramene byl proveden návrh horního ramene. Rozměry horního ramene jsem stanovil tak, že jsem v prostředí Autodesk Inventoru vytvořil sestavu složenou z rámu s úchyty zavěšení, upravené těhlice s kulovým čepem a spodního ramene osazeného silentbloky a kulovým čepem. Mezi jednotlivými částmi byly vytvořeny pohyblivé vazby, aby výsledný pohyb odpovídal skutečnosti. Spodní rameno jsem ustavil do vodorovné polohy a těhlici ustavil tak, aby kolo mělo vůči vozovce nulový odklon a nebylo natočeno do stran. Následně jsem vytvořil náčrt na svislou příčnou rovinu procházející těhlicí a zobrazil si řez. Z náčrtu pak již nebyl problém odměřit vzdálenost mezi osou díry úchyty zavěšení a bodem, kterým prochází osa kulového čepu (viz obr. 3.23). Stejně jako u návrhu spodního ramene jsem tuto vzdálenost s dalšími potřebnými prvky zakreslil v softwaru AutoCAD, podle čehož jsem dokreslil půdorys horního ramene.



Obr. 3.23 Určení vzdálenosti mezi osou díry úchytu zavěšení a kulovým čepem

Z nákresu zpracovaném v AutoCADu jsem v softwaru Autodesk Inventor vytvořil 3D model horního ramene. Navržené rameno je z oceli jakosti 11375. Skládá se z ocelového plechu o tloušťce 6mm, ve kterém jsou kvůli možnosti seřizování odklonu kola vyfrézovány tři drážky. K tomuto plechu jsou přivařeny trubky o průměru 30 mm, tloušťky 3 mm, na jejichž koncích jsou přivařeny oka z trubky o průměru 40 mm, tloušťky 5mm. Oka mají na vnitřních hranách vytvořeno zkosení, aby do nich bylo možné nalisovat silentbloky ramen. Jelikož bude k hornímu rameni uchycen tlumič odpružení, je na plech ramene navařen úchyt tlumiče. Horní ramena zavěšení levého a pravého zadního kola jsou totožná.



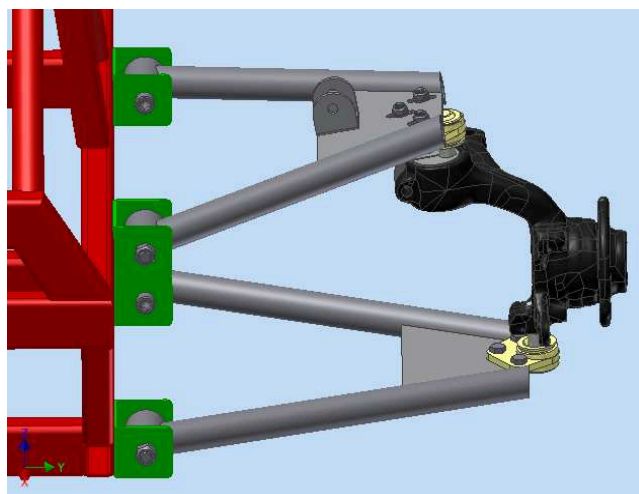
Obr. 3.24 Navržené horní rameno zavěšení zadních kol se silentbloky

Mezi horní rameno zavěšení a kulový čep muselo být vytvořeno vypodložení, aby při možném seřizování odklonu kola horní rameno nenaráželo do kulového čepu. Podložka je

vytvořena z ocelové ploché tyče jakosti 11375, průřezu 60x6 mm a jsou v ní vyvrtány tři díry, ve kterých je vytvořen závit. Podložka je společně s kulovým čepem šroubově spojena s horním ramenem zavěšení kola.



Obr. 3.25 Navržená podložka kulového čepu horního ramene



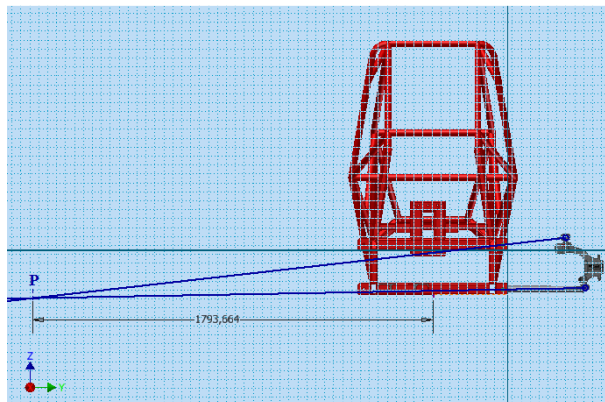
Obr. 3.26 Sestava zavěšení pravého zadního kola včetně vypodložení

Aby se kola při jízdě nepohybovala do stran a mohla se seřizovat sbíhavost zadních kol, byly mezi těhlice a rám vozidla upevněny tyčky řízení, použité z hřebenového řízení automobilu Škoda Favorit, jež jsou na jednom konci opatřeny klouby a na druhém konci kulovými čepy řízení. Kulové čepy jsou uchyceny k těhlicím v místech pro ně původně vytvořených. Konce kloubů tyček řízení jsou přišroubovány k úchytům z ocelových trubek, které jsou přivařeny k horním podélným profilům spodní části rámu vozidla. Zhotovené zavěšení obou zadních kol je zobrazeno v příloze 2.



Obr. 3.27 Realizace návrhu zavěšení zadního pravého kola

Z průmětů bodů navrženého zavěšení zadních kol do příčné svislé roviny a protažením přímek těmito body získáme okamžitý střed klopení kola. Je to bod, ve kterém se přímky protínají (na obr. 3.28 vyznačen písmenem P). Tento bod leží ve vzdálenosti 1794 mm od středu rámu, tudíž budou při propružení vznikat relativně malé odklony zadních kol.

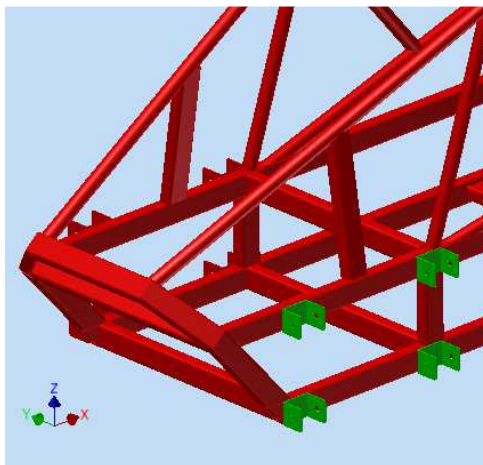


Obr. 3.28 Střed klopení zadního kola

3.2.3. Návrh zavěšení předních kol

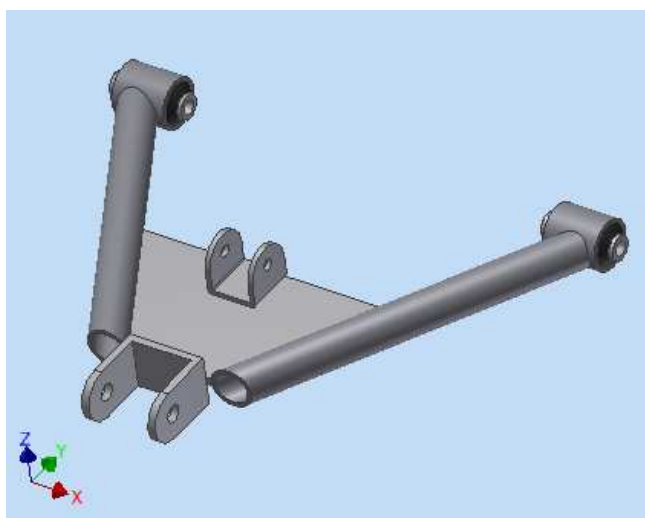
Při návrhu lichoběžníkového zavěšení předních kol se postupovalo podobně jako u návrhu zavěšení zadních kol. Jelikož byly k zavěšení použity těhlice s rejdovými čepy z vozidla škoda 105M, které mělo původně lichoběžníkovou přední nápravu, nebylo potřeba tyto použité části dále upravovat.

Úchyty jsou totožné s úchyty zadního zavěšení kol, tedy vytvořené z ocelové ploché tyče jakosti 11375, průřezu 50x3 mm a v každém z nich jsou vyvrtány dvě díry pro šroub uchycení ramene. Pro každé kolo jsou navařeny celkem čtyři úchyty na podélnících spodní části rámu (umístění navržených úchytů pravého předního kola viz obr 3.29).



Obr. 3.29 Umístění navržených úchytů zavěšení pravého předního kola

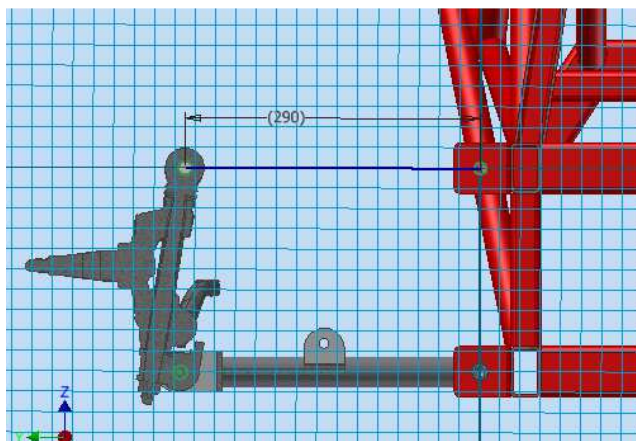
Dále následoval návrh ramen zavěšení předních kol. Ramena zavěšení levého a pravého předního kola jsou totožná. Rozměry spodního ramene se určily tak, že se změřila vzdálenost mezi osami šroubů spodních uchycení rejdových čepů na původní lichoběžníkové nápravě vozidla a od té se odečetla šířka spodní části navrženého rámu měřeného z vnějšku. Z výsledného rozměru poděleného dvěma byla odečtena vzdálenost úchyty od dosedací plochy na rám po osu díry v úchyty. Tím byla získána délka ramene od osy úchyty rejdového čepu, po osu závěsného oka, v němž bude nalisován silentblok. Zjištěná délka ramene byla zakreslena společně s úchyty ramen v programu AutoCAD a následně dokreslen půdorys spodního ramene. Podle tohoto náčrtu jsem následně v softwaru Autodesk Inventor vytvořil 3D model spodního ramene. Navržené rameno je z oceli jakosti 11375. Skládá se z plechu tloušťky 6 mm, na kterém jsou přivařeny trubky průměru 30 mm, tloušťky 3mm, na jejichž koncích jsou přivařeny oka z trubky o průměru 40 mm, tloušťky 5 mm, do nichž jsou nalisovány silentbloky ramen. Dále je na plechu přivařen úchyt vyrobený z ocelové ploché tyče o průřezu 40x6 mm, ve kterém jsou vyvrtány dvě díry, přes které je úchyt šroubově spojen s rejdovým čepem. Protože se bude přes spodní ramena realizovat odpružení předních kol, je na každém z nich přivařen úchyt pro upevnění tlumičů.



Obr. 3.30 Navržené spodní rameno zavěšení předních kol se silentbloky

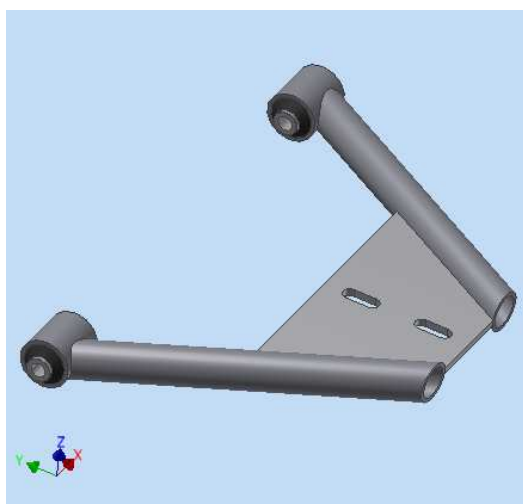
Návrh horních ramen probíhal obdobným způsobem jako u zavěšení kol zadní nápravy. V programu Autodesk Inventor byla vytvořena sestava rámu, úchytů zavěšení, spodního ramene se silentbloky a těhlice s rejdovým čepem. Mezi jednotlivými komponenty se vytvořily vazby, aby výsledný pohyb odpovídal skutečnosti. Spodní rameno se ustavilo do vodorovné polohy a těhlice se ustavila tak, aby kolo, které na ní bude uloženo, mělo vůči vozovce nulový odklon. Následovalo vytvoření náčrtu na příčnou svislou rovinu procházející těhlicí a byl zobrazen řez těhlicí. Promítnutím středů děr

úchyty zavěšení ramene a místa úchyty rejdového čepu k hornímu rameni do roviny se mohla určit délka ramene.

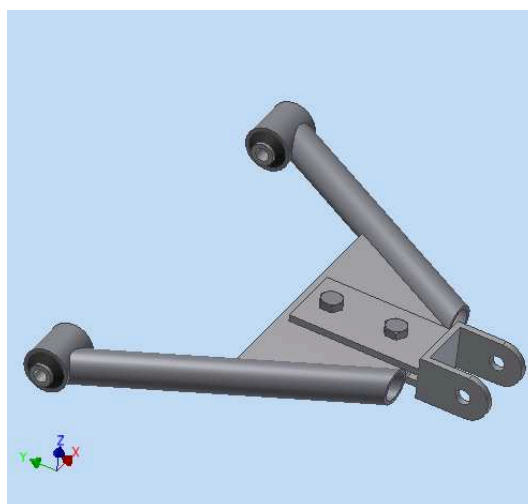


Obr. 3.31 Určení vzdálenosti mezi osami upevnění horního ramene

Tato vzdálenost se v programu AutoCAD zakreslila společně s úchyty zavěšení na rámu, z čehož byl dokreslen půdorys navrhovaného ramene. Dle zakresleného půdorysu jsem v softwaru Autodesk Inventor vytvořil 3D model horního ramene. Navržené rameno je vytvořeno z oceli jakosti 11375, skládá se z ocelového plechu tloušťky 6mm, ve kterém jsou vyfrézovány dvě drážky, přes které je šrouby připevněn úchyt rejdového čepu, jehož posuvem v mezích drážek se bude seřizovat odklon kola. Tento úchyt je svařen z ocelové ploché tyče průřezu 40x6 mm, jsou v něm vyvrtány dvě díry na uchycení rejdového čepu a dvě díry, ve kterých je zespodu vytvořen závit tak, aby se mohl úchyt připevnit šrouby na plech ramene. K ocelovým plechům jsou dále přivařeny trubky průměru 30 mm, tloušťky 3mm, na jejichž koncích jsou přivařeny oka z trubky o průměru 40 mm, tloušťky 5 mm, v nichž jsou nalisovány silentbloky ramen.

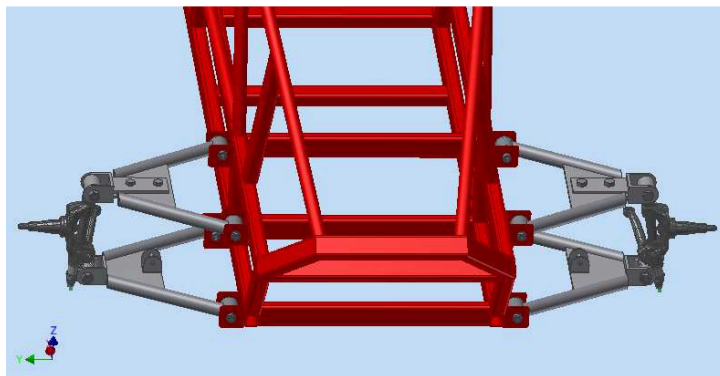


*Obr. 3.32 Navržené horní rameno
zavěšení předních kol se silentbloky*

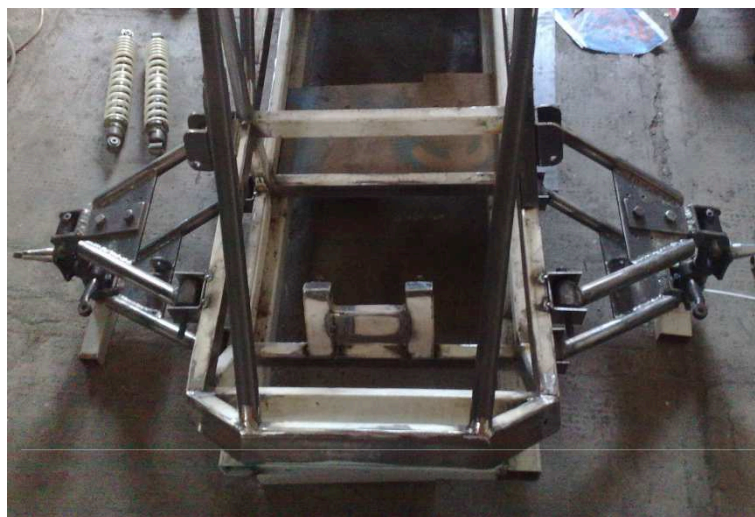


*Obr. 3.33 Navržené horní rameno včetně
úchyty rejdového čepu*

Po sestavení všech součástí vznikl konečný návrh zavěšení předních kol. Realizace navrženého zavěšení předních kol je zobrazena na obr. 3.35.

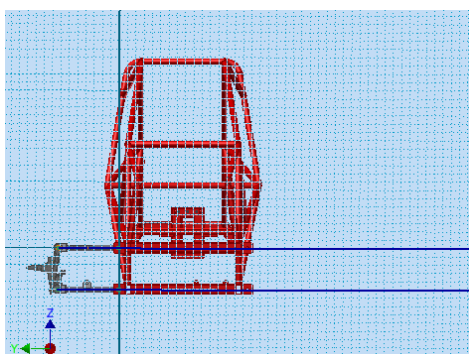


Obr. 3.34 Navržené zavěšení předních kol



Obr. 3.35 Realizace navrženého zavěšení předních kol

Promítnutím bodů zavěšení ramen do příčné svislé roviny a protažením přímek těmito body bylo zjištěno, že okamžitý střed klopení kola při vodorovné poloze spodních ramen leží v nekonečnu. Jelikož je horní rameno mírně kratší než spodní, lze očekávat, že střed klopení kola v jiné poloze ramen již nebude v nekonečnu, ale bude se mu blížit. Při propružení se odklon kol téměř měnit nebude.



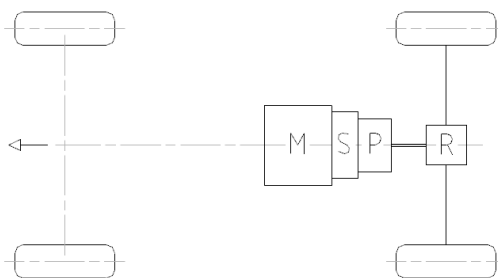
Obr. 3.36 Zjišťování středu klopení předního kola

4. Návrh pohonného ústrojí

Na začátku návrhu pohonného ústrojí bylo potřeba zvolit základní koncepci vozidla a stanovit celkové uspořádání pohonného ústrojí. Dále bylo nutné provést úpravy na použitých částech, z nichž bude pohonné ústrojí vytvořeno a navrhnout způsob jejich uchycení k rámu vozidla. Dle navrženého pohonného ústrojí se mohly následně určit vybrané vozidlové charakteristiky

4.1. Stanovení základní koncepce

Po uvážení jsem zvolil koncepci označovanou v literatuře jako provedení s motorem uprostřed. Pohonná jednotka je umístěna před zadní nápravou, za sedadlem řidiče, poháněny jsou kola zadní nápravy. Tato koncepce je velmi populární u sportovních a závodních automobilů. Umožňuje vhodně rozložit hmotnost na nápravy a posunout těžiště ve svislé ose vozidla. Malý moment setrvačnosti kolem svislé osy zajišťuje, že je vozidlo dobře ovladatelné a citlivě reaguje na pohyb volantu [2]. Vozidla mají lepší chování při průjezdu zatáčkou a lepší stabilitu při brzdění. Nevýhodou tohoto typu koncepce je, že uložení motoru zmenšuje využitelnost prostoru posádky. Tato nevýhoda však u řešeného vozidla prakticky odpadá, protože se jedná o jednomístné vozidlo. Schéma koncepce vozidla je znázorněno na obr. 4.1.



Obr. 4.1 Schéma koncepce vozidla s motorem uprostřed

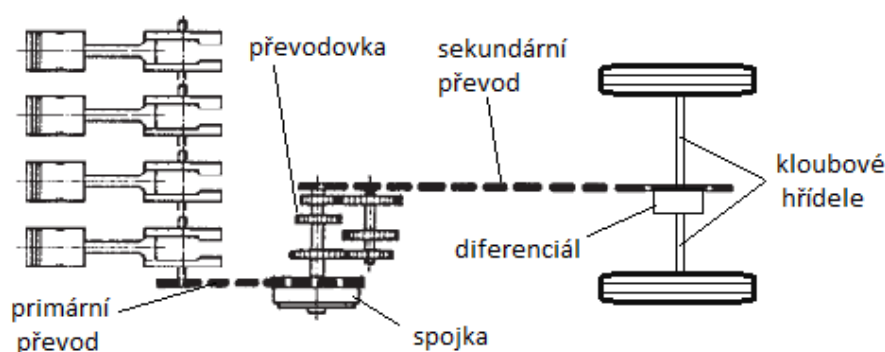
4.2. Uspořádání pohonného ústrojí

Hlavním myšlenkou u návrhu pohonného ústrojí bylo použít motocyklový motor. Uvnitř bloku motoru motocyklu se nachází i část převodového ústrojí, jedná se o primární převod, spojku a převodovku. Hnací moment je přenášen z klikové hřídele primárním

převodem na spojku a převodovku, z převodovky pak sekundárním převodem na zadní kolo motocyklu.

U řešeného vozidla je zapotřebí přenést hnací moment na obě zadní kola, avšak při zajištění změny poměru jejich otáček. To je důležité z důvodu jízdy vozidla zatáčkou, kdy se vnitřní kolo otáčí menšími otáčkami než vnější kolo. Proto je nutno u vozidla použít diferenciál.

Pohonné ústrojí vozidla tedy bude složeno z příčně uloženého motoru s primárním převodem, spojkou a převodovkou, dále sekundárním převodem, diferenciálem a kloubovými hřídeli kol. Schéma uspořádání pohonného ústrojí je na obr. 4.2.



Obr. 4.2 Uspořádání pohonného ústrojí

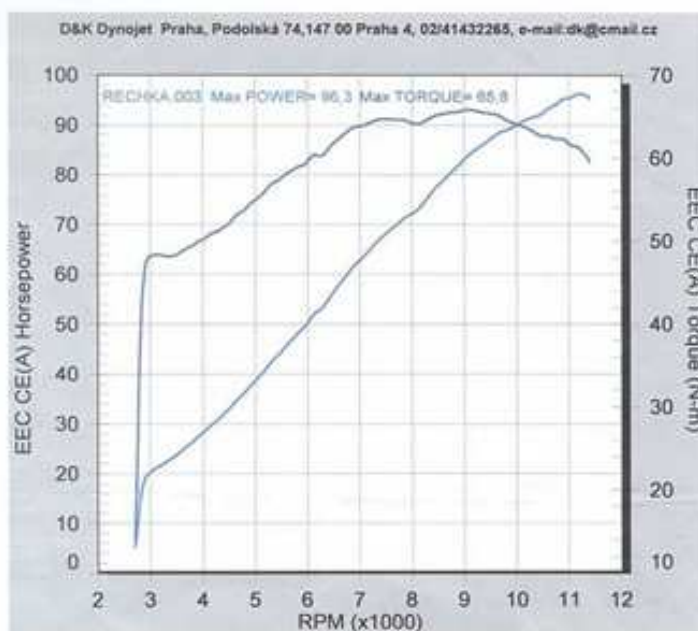
4.3. Výběr, úpravy a uchycení pohonného ústrojí

Při výběru částí pohonného ústrojí jsem postupoval tak, aby bylo možno použité díly zkombinovat a byla zajištěna funkčnost celého poháněcí soustavy. To se neobešlo bez úprav některých částí pohonného ústrojí. U motoru s diferenciálem se také musel vyřešit způsob jejich uchycení k rámu vozidla.

4.3.1. Motor

Pro pohon vozidla jsem zvolil motocyklový motor, který oproti automobilovým motorům vyniká nízkou hmotností, malými rozměry, při zachování velmi dobrého výkonu. Vybral jsem motor z cestovně-sportovního motocyklu Yamaha FZS600 Fazer. Jedná se o čtyřválcový, kapalinou chlazený čtyřdobý motor o zdvihovém objemu 599 cm³. Vrtání motoru je 62 mm, zdvih 49,6 mm, kompresní poměr 12:1. Rozvodový ventilový mechanismus typu DOHC je poháněn řetězem. Nejvyššího výkonu 70,8 kW dosáhne

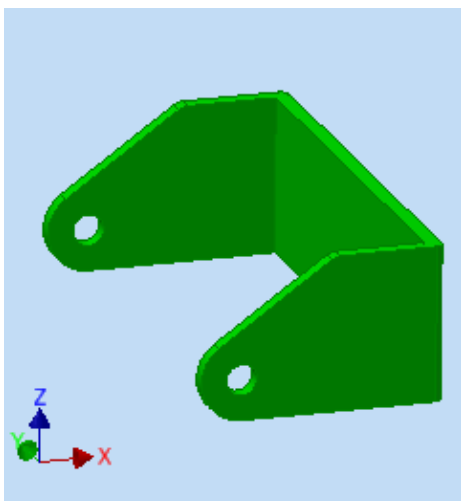
motor při 11200 ot/min, nejvyššího točivého momentu 65,8 N.m při 9100 ot/min. Vnější otáčková charakteristika naměřena na sériovém neupravovaném motocyklu firmou D&K Dynojet je znázorněna na obr. 4.3. O tvorbu směsi se starají čtyři karburátory Mikuni BSR33. Spojka je lamelová, mokrá. Primární převod je realizován čelními ozubenými koly, jeho převodový poměr činí 1,708. Převodovka je mechanická, dvouhřídelová, šestistupňová. Převodové poměry jednotlivých převodových stupňů činí od nejnižšího stupně po nejvyšší: 2.846; 1.947; 1.545; 1.333; 1.190; 1.074.



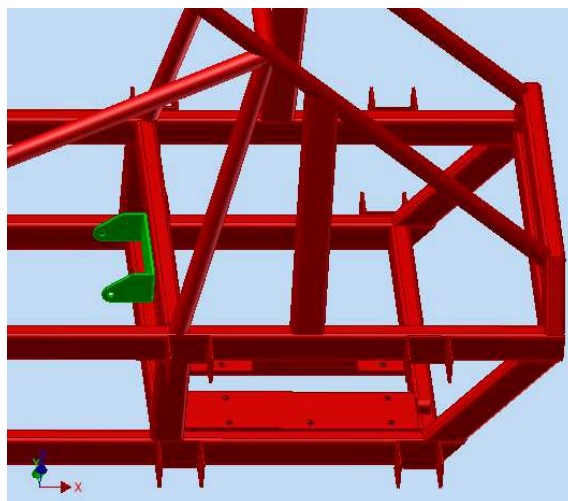
Obr. 4.3 Vnější otáčková charakteristika motoru

Uchycení motoru k rámu vozidla

Zpracování konstrukčního řešení uchycení motoru proběhlo díky realizaci navrženého rámu přímo na svařeném rámu vozidla. Ze všeho nejdříve byl uchycen diferenciál (bude řešeno později), podle něhož byl ustaven motor vozidla tak, že řetězové kolo umístěné na výstupu z převodovky muselo být ve stejné rovině s řetězovým kolem umístěným na diferenciálu. Dále bylo nutné vypočítat motor do takové výšky, aby pod ním mohly být umístěny svody výfuku a aby řetěz sekundárního převodu nedřel o příčný ocelový profil rámu, umístěný mezi motorem a diferenciálem. Blok motoru obsahuje celkem čtyři místa pro upevnění. Nejdříve byl vyroben úchyt z ocelového ploché tyče jakosti 11375, průřezu 50x5 mm, ve kterém byly vyvrtány dvě díry, kterými prochází šroub upevňující motor v jeho zadní spodní části. Tento úchyt byl dle polohy usazeného motoru přivařen k příčnému ocelovému profilu rámu, viz obr. 4.5.

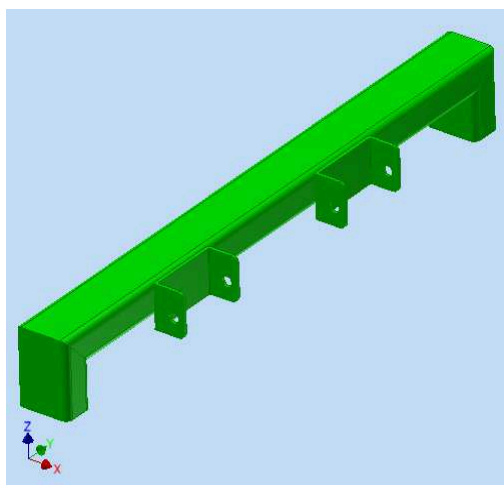


Obr. 4.4 Navržený spodní úchyt motoru

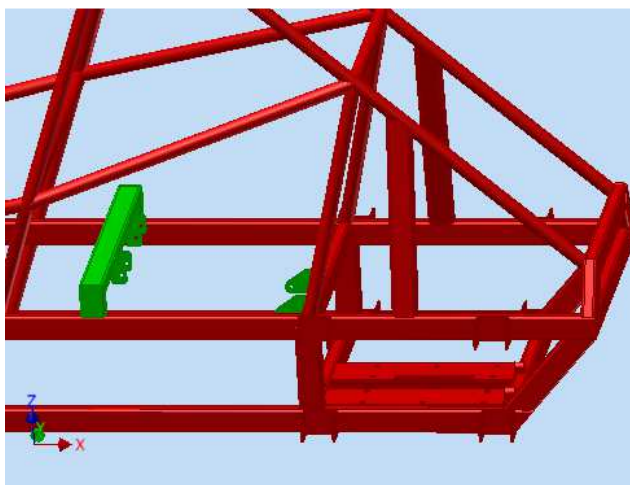


Obr. 4.5 Umístění spodního úchytu na rámu

Další dvě místa uchycení motoru jsou v jeho přední části. Z ocelových obdélníkových profilů 50x30 mm byl svařen nosník, který je přivařen k horním podélným profilům spodní části rámu vozidla. Na tento nosník byly dle polohy umístěného motoru přivařeny dva úchyty přední části motoru. Tyto úchyty jsou vyrobeny z ocelové ploché tyče jakosti 11375, průřezu 40x3 mm a v obou jsou vyvrtány dvě díry, kterými prochází šrouby upevňující přední část motoru.



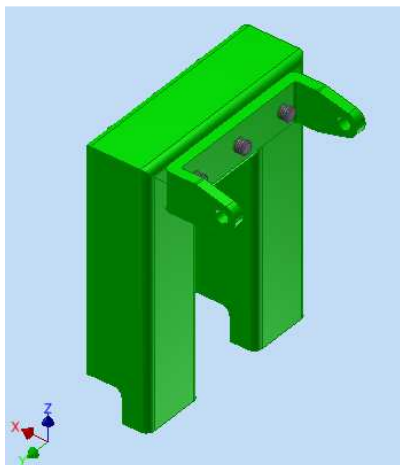
Obr. 4.6 Navržený nosník s předními úchyty motoru



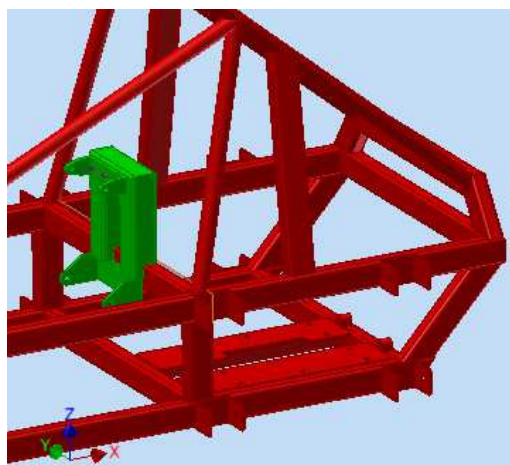
Obr. 4.7 Umístění nosníku předních úchytů motoru na rámu

Poslední místo uchycení motoru je v jeho zadní horní části. K příčnému profilu rámu, na kterém je umístěn spodní zadní úchyt motoru, byl dle polohy umístěného motoru přivařen nosník svařený z ocelových čtvercových profilů 50x50 mm. V nosníku jsou vyvrtány tři díry, přes které bude šrouby upevněn úchyt horní části motoru. Tento úchyt je vyroben z ocelové ploché tyče jakosti 11375, průřezu 30x8 mm, jsou v něm vytvořeny tři díry, v nichž je vytvořen závit pro připevnění k nosníku a vyvrtány dvě díry, přes které prochází

šroub upevňující motor v jeho zadní horní části. Šroubové spojení mezi tímto úchytem a nosníkem jsem zvolil proto, aby byla zajištěna snadná demontáž motoru z rámu vozidla.

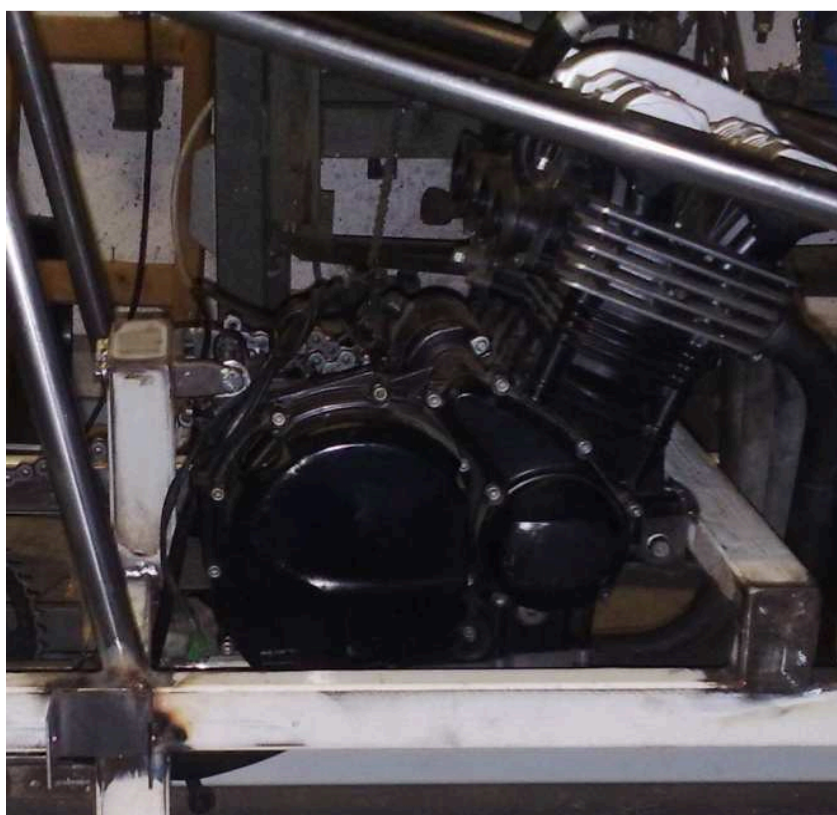


Obr. 4.8 Navržený nosník s horním úchytem motoru



Obr. 4.9 Umístění nosníku horního úchytu motoru na rámu

Ke šroubovému spojení motoru s úchyty byly použity šrouby z původního uložení motoru na rámu motocyklu Yamaha FZS600. Detail realizovaného uchycení motoru k rámu vozidla je na obr. 4.10.



Obr. 4.10 Uchycení motoru k rámu vozidla

4.3.2. Sekundární převod

Pro přenos hnacího momentu z převodovky k diferenciálu jsem zvolil řetězový převod. Byla použita řetězová sada z motocyklu Yamaha FZS600 Fazer. Řetězové kolo umístěné na výstupu z převodovky má 15 zubů. Řetězové kolo spojené s diferenciálem má zubů 48. Použitý řetěz DID 530VX byl s ohledem na umístění motoru a diferenciálu na rámu vozidla zkrácen.

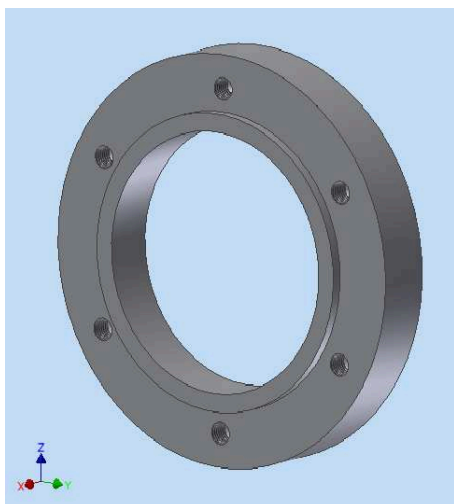
4.3.3. Diferenciál

Při výběru diferenciálu bylo třeba zohlednit několik podmínek. Musel být použit diferenciál, který by bylo možné nějakým způsobem utěsnit, aby bylo zajištěno jeho mazání. Dále se muselo řetězového kolo sekundárního převodu upevnit na klec diferenciálu. Krom toho bylo třeba respektovat, aby uchycení a utěsnění kloubových hřídelů kol nebylo vázáno na skříň převodovky, popř. rozvodovky. V neposlední řadě byl kladen důraz na nízkou cenu diferenciálu, ostatně jako u všech použitých dílů ostatních konstrukčních skupin vozidla. Z uvedených důvodů jsem se rozhodl zvolit diferenciál z vozidla Škoda Favorit. Jedná se o kuželový diferenciál tvořený talířovým kolem šroubově spojeným s klecí diferenciálu, dvojicí satelitů uložených na čepu v kleci diferenciálu a dvojicí planetových kol. Kola mají kuželové ozubení.

Uchycení řetězového kola ke kleci diferenciálu

Aby byl zajištěn přenos hnacího momentu ze sekundárního převodu na diferenciál, bylo třeba vytvořit pevné spojení řetězového kola sekundárního převodu s diferenciálem.

Nejprve bylo nutné demontovat talířové kolo diferenciálu. Jelikož díry pro uchycení talířového kola na kleci diferenciálu mají jinou rozteč než díry na řetězovém kolu, bylo potřeba navrhnout kruhovou přírubu, která zajistí pevné spojení mezi řetězovým kolem a klecí diferenciálu. Příruba je vyrobena z ocelového kruhové tyče jakosti 11375, je na ní vysoustruženo vnější osazení pro řetězové kolo, vnitřní osazení pro klec diferenciálu, vyvrtáno šest děr pro uchycení řetězového kola a osm děr pro upevnění klece diferenciálu.



Obr. 4.11 Navržená příruba diferenciálu



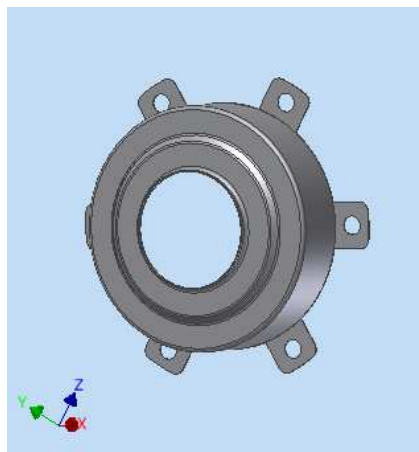
Obr. 4.12 Sestava diferenciálu s přírubou a řetězovým kolem

Utěsnění a mazání diferenciálu

Ozubená kola diferenciálu musí být mazány. Proto bylo potřeba klec diferenciálu utěsnit a zvolit vhodné mazivo k mazání ozubených kol.

K utěsnění klece diferenciálu byl navrhnut kryt z ocelového plechu jakosti 11375, tloušťky 0,5 mm, ve kterém je vyvrtáno šest děr, přes které je společně s řetězovým kolem přišroubován k přírubě diferenciálu. Dosedací plocha krytu s řetězovým kolem a krytu s klecí diferenciálu je utěsněna silikonovým tmelem.

Pro mazání ozubených kol diferenciálu jsem zvolil mazivo KLÜBERSYNTH GE46-1200. Jedná se o syntetické strukturně viskózní převodové mazivo, určené speciálně k mazání planetových, kuželových a čelních ozubených převodů. Teplotní rozsah použití je od -40°C do $+120^{\circ}\text{C}$.



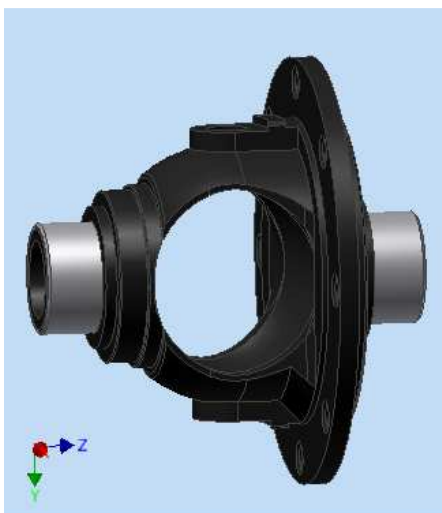
Obr. 4.13 Navržený kryt diferenciálu



Obr. 4.14 Sestava diferenciálu s krytem

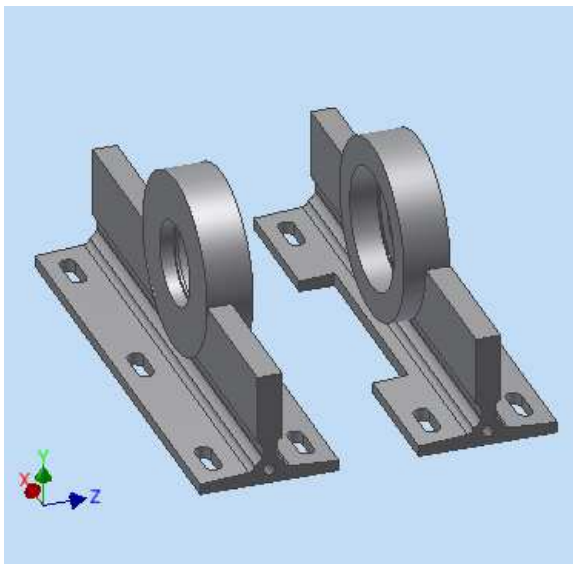
Uložení diferenciálu

V původním provedení byl diferenciál uložen ve skříni převodovky na dvou kuželíkových ložiscích. Z důvodu použití diferenciálu u vozidla řešeného ve studii však již tuto skříň nebylo možno použít, proto bylo nutné najít jiný způsob uložení diferenciálu. Ložiska uložení musí být mazána, proto byly zvoleny oboustranně krytá ložiska, jejichž vnitřní prostor je vyplněn plastickým mazivem. S ohledem na rozměry míst uložení klece diferenciálu jsem zvolil pro osazení dvě radiální kuličková jednořadá ložiska 6208 2RS výrobce DPI, které mají podobnou statickou a dynamickou únosnost jako původně použitá ložiska. Protože se vnitřní průměr ložiska neshodoval s vnějším průměrem místa uložení klece diferenciálu, bylo třeba tato místa nejprve osadit ocelovými vložkami, na které mohly být následně osazeny ložiska. Návrh vyvločkované klece diferenciálu je na obr. 4.15.

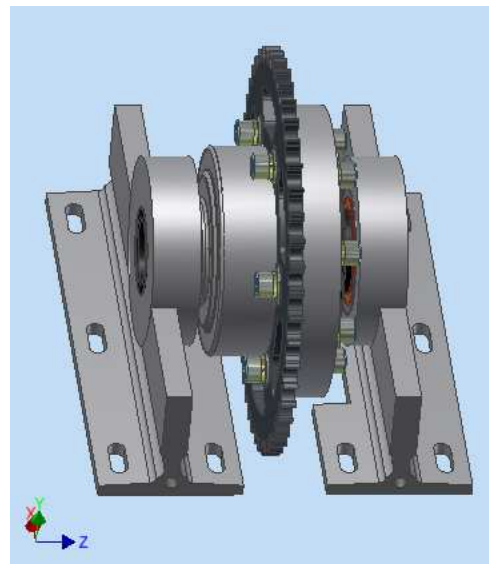


Obr. 4.15 Návrh vyvločkované klece diferenciálu

Po osazení diferenciálu ložisky bylo potřeba navrhnout ložiskové domky, přes které lze ložiska s diferenciálem přichytit k rámu. Pomocí ložiskových domků jsem vyřešil i způsob napínání řetězu sekundárního převodu. Domky jsou vyrobeny z oceli jakosti 11375. Každý z domků se skládá ze dvou částí, které jsou k sobě přivařeny. První část je vytvořena z kruhové ocelové tyče a je do ní vysoustružen otvor pro ložiska a otvor pro guferu. Druhou část tvoří ocelový T-profil jakosti 11375, v němž je vyfrézovaná drážka pro přivaření první části, dále vyfrézováno pět drážek pro umožnění podélného posuvu s celým diferenciálem a vyvrtány díry se závitem, kterými se bude přes šrouby realizovat posuv diferenciálu, čímž se zajistí napínání řetězu. V pravém ložiskovém domku navíc musel být vyřezán otvor, aby spodní část domku nepřekážela přírubě diferenciálu s řetězovým kolem.



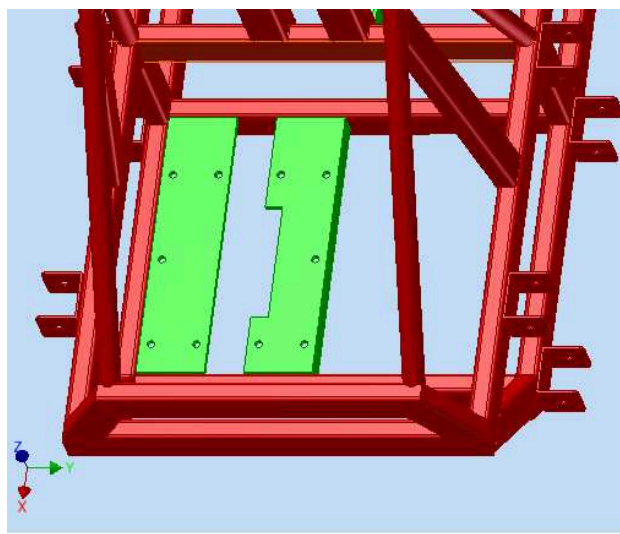
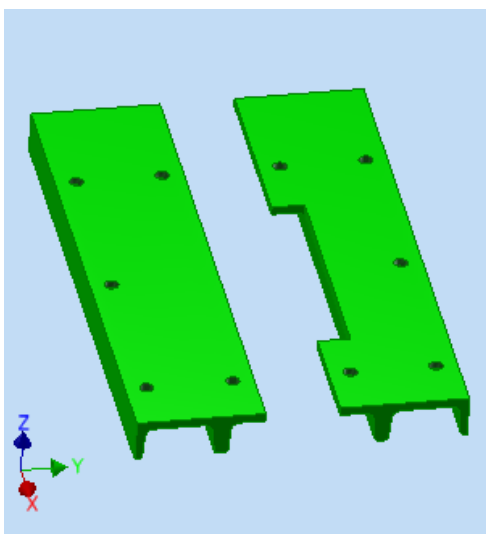
Obr. 4.16 Navržené ložiskové domky



Obr. 4.17 Sestava diferenciálu s ložiskovými domky

Uchycení ložiskových domků k rámu vozidla

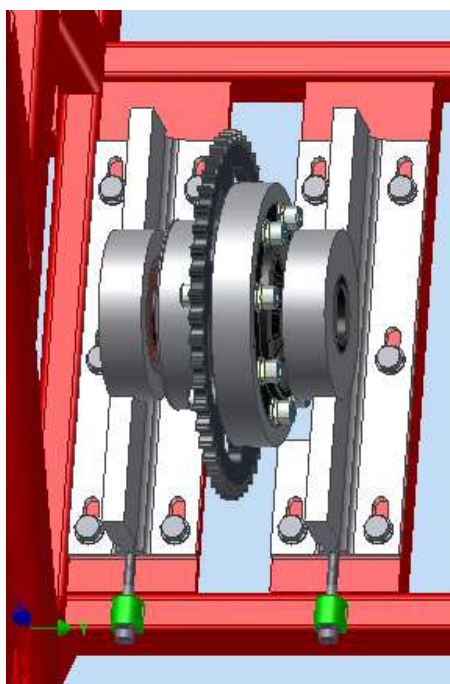
Pro upevnění Ložiskových domků s diferenciálem k rámu byly navrženy 2 nosníky z ocelových F-profilů jakosti 11375. V každém z nosníků je vyvrtáno 5 děr, v nichž jsou vytvořeny závity, v pravém nosníku je navíc vyřezán otvor, aby jeho část nepřekážela přírubě diferenciálu s řetězovým kolem. Nosníky jsou přivařeny k rámu vozidla a pomocí šroubů jsou k nim upevněny ložiskové domky. Přivaření nosníků k rámu muselo proběhnout v takovém místě, aby při upevnění ložiskových domků s diferenciálem byly vnější konce kloubových hřídelů (plně stlačených) ve stejné vzdálenosti od rámu.



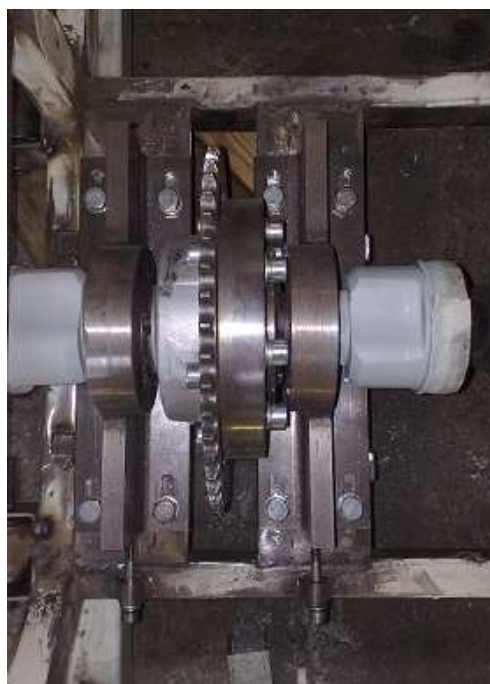
Obr. 4.18 Navržené nosníky diferenciálu Obr. 4.19 Umístění nosníků diferenciálu na rámu

Napínání sekundárního řetězu

Protože se řetěz provozem vytahává, je potřeba zajistit po určitém kilometrickém proběhu jeho napnutí. Navrhl jsem proto mechanismus, který napíná řetěz posuvem ložiskových domků (čímž se bude posouvat i diferenciál s řetězovým kolem) po nosnících, na kterých jsou upevněny. Byly vytvořeny dva úchyty z ocelové čtvercové tyče jakosti 11375, o stěně 20 mm. V každém úchyty je vyvrtána díra, kterou prochází šroub, jež je zašroubován do díry se závitem v ložiskovém domku. Úchyty jsou přivařeny na příčný ocelový profil spodní části rámu tak, aby díra v úchyty ležela v jedné ose s dírou v ložiskovém domku. Přitahováním šroubů se hlavy šroubů budou opírat o přivařené úchyty na rámu, čímž se zajistí, že se začnou posouvat ložiskové domky směrem k úchytem, což vede k postupnému napínání řetězu. Při tomto procesu musí být šrouby upevňující ložiskové domky k nosníku povoleny, po dokončení procesu utaženy. Pohyb je při napínání zajištěn pouze v mezích vyfrézovaných drážek v ložiskových domcích.



Obr. 4.20 Návrh mechanismu napínání sekundárního řetězu



Obr. 4.21 Realizace navrženého řešení napínání řetězu

4.3.4. Kloubové hřídele hnacích kol

Pro přenos hnacího momentu z diferenciálu na kola byly použity kloubové hřídele z automobilu Škoda Favorit. Každý z hřídelů obsahuje dva stejnoběžné (homokinetické) klouby. Vnější kuličkový kloub je spojen s nábojem kola pomocí drážkování, vnitřní tříramenný (tripoidní) kloub je spojen přes drážkování s planetovým kolem diferenciálu.



Obr. 4.22 Použité kloubové hřídele hnacích kol

4.4. Určení vybraných vozidlových charakteristik

V rámci studie byla pro řešené vozidlo obsazené řidičem určena charakteristika měrné hnací síly, charakteristika zrychlení vozidla, průběh součinitele valivého odporu v závislosti na rychlosti a kinematická charakteristika.

Potřebné technické údaje vozidla:

- Největší výkon motoru: $P^P = 70,8 \text{ kW}$ při otáčkách $186,67 \text{ s}^{-1}$ (11200 min^{-1})
- Největší točivý moment motoru: $M^M = 65,8 \text{ N.m}$ při otáčkách $151,67 \text{ s}^{-1}$ (9100 min^{-1})
- Převodové poměry jednotlivých rychlostních stupňů převodovky:
 1. stupeň: $i_1 = 2,846$
 2. stupeň: $i_2 = 1,947$
 3. stupeň: $i_3 = 1,545$
 4. stupeň: $i_4 = 1,333$
 5. stupeň: $i_5 = 1,190$
 6. stupeň: $i_6 = 1,074$
- Primární převod: $i_p = 1,708$
- Sekundární převod: $i_s = 3,2$
- Pneumatiky: 165/70 R13, účinný obvod: 1,7613, dynamický poloměr $r_d = 0,264 \text{ m}$
- Pohotovostní hmotnost: $m_p = 398 \text{ kg}$
- Čelní plocha: $S_X = 0,867 \text{ m}^2$
- Součinitel odporu vzduchu: $c_X = 0,4$

Z vnější otáčkové charakteristiky motoru zobrazené na obr. 4.3 bylo zvoleno 18 bodů ležících na momentové křivce, včetně zahrnutí bodů největšího točivého momentu M^M a momentu při nejvyšším výkonu M^P . Zvolené hodnoty momentů s odpovídajícími otáčkami jsou uvedeny v tabulce 3.

Tabulka 3: Průběh točivého momentu v závislosti na otáčkách motoru M_t (n)

n (min ⁻¹)	3500	4000	4500	5000	5500	6000	6500	7000	7500
n (s ⁻¹)	58,33	66,67	75	83,33	91,67	100	108,33	116,67	125
Mt (N.m)	48,5	50,5	52	55	58	60	62	64	65
n (min ⁻¹)	8000	8500	9100	9500	10000	10500	11200	11400	
n (s ⁻¹)	133,33	141,67	151,67	158,33	166,67	175	186,67	190,00	
Mt (N.m)	64,5	65,5	65,8	65,5	64	62,5	60,5	59,5	

Pro výše uvedené vybrané body momentové křivky se dle následujících vztahů pro každý rychlostní stupeň vypočítaly hodnoty pro určení charakteristik měrné hnací síly, zrychlení, průběhu součinitele valivého odporu v závislosti na rychlosti a kinematické charakteristiky (u každého následujícího vztahu je uveden vzorový výpočet pro bod maximálního momentu a zařazený první rychlostní stupeň).

Hnací síla na kolech:

- Celkovou účinnost převodového ústrojí jsem zvolil $\eta = 0,9$

$$F_k = \frac{M_t \cdot i_p \cdot i_k \cdot i_s \cdot \eta}{r_d} = \frac{65,8 \cdot 1,708 \cdot 2,846 \cdot 3,2 \cdot 0,9}{0,264} = 3489,29 \text{ N}$$

Rychlost vozidla:

$$v = \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot r_d}{i_p \cdot i_k \cdot i_s} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 151,67 \cdot 0,264}{1,708 \cdot 2,846 \cdot 3,2} = 16,17 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$V = v \cdot 3,6 = 58,23 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$$

Odpor vzduchu

- Hodnotu čelní plochy S_x jsem zjistil v programu Autodesk Inventor promítnutím 3D modelu vozidla do příčné svislé roviny. Rozložením průmětu na obdélníky a trojúhelníky, vypočtením obsahu těchto ploch a následným sečtením jsem získal požadovanou hodnotu.
- Součinitel odporu vzduchu byl zvolen dle tabulkových hodnot, viz [3]

$$O_V = 0,05 \cdot c_x \cdot S_x \cdot V^2 = 0,05 \cdot 0,4 \cdot 0,867 \cdot 58,23^2 = 58,8 \text{ N}$$

Měrná hnací síla

- Za výpočetní tíhovou sílu vozidla byla dosazena tíha vozidla navýšená o hmotnost řidiče, tj. 90 kg.

$$p = \frac{F_k - O_V}{G} = \frac{F_k - O_V}{g \cdot (m_p + m_r)} = \frac{3489,29 - 58,8}{9,81 \cdot (398 + 90)} = 0,717$$

Součinitel odporu valení

- Do rychlosti 50 km.h^{-1} se považuje součinitel odporu valení f za konstantní (roste jen nepatrně). Pro rychlost do 50 km.h^{-1} jsem zvolil součinitel valení $f = 0,015$.
- Při vyšších rychlostech začíná součinitel odporu valení významně růst, proto je třeba volit předpokládaný průběh $f(V)$. Jelikož obvykle není známa skutečná naměřená závislost $f(V)$, používají se pro výpočet součinitele odporu valení převyšující rychlost 50 km.h^{-1} vzorce. Použil jsem vzorec, který uvádí firma Goodyear pro pneumatiky nákladních automobilů modifikovaný na výpočet odporu valení pneumatik osobních automobilů.

$$f = 0,015 \cdot [1 + 0,0065 \cdot (V - 50)]$$

$$f = 0,015 \cdot [1 + 0,0065 \cdot (58,23 - 50)] = 0,0158$$

Zrychlení automobilu

- Jelikož není znám moment setrvačnosti rotujících částí motoru ani moment setrvačnosti kol, ze kterých lze spočítat součinitel rotačních hmot δ , bylo třeba tento součinitel zvolit. Volí se zpravidla v rozmezí daném hodnotou $\delta = 1,5$ pro nejnižší převodový stupeň po hodnotu $\delta = 1,05$ pro nejvyšší převodový stupeň. Zvolené hodnoty jsou uvedeny v tabulce 4.

Tabulka 4: Zvolené hodnoty součinitele rotačních hmot pro všechny převodové stupně

Převodový stupeň	1	2	3	4	5	6
δ	1,5	1,41	1,32	1,23	1,14	1,05

$$a = \frac{g}{\delta} \cdot (p - f) = \frac{9,81}{1,5} \cdot (0,717 - 0,0158) = 4,59 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

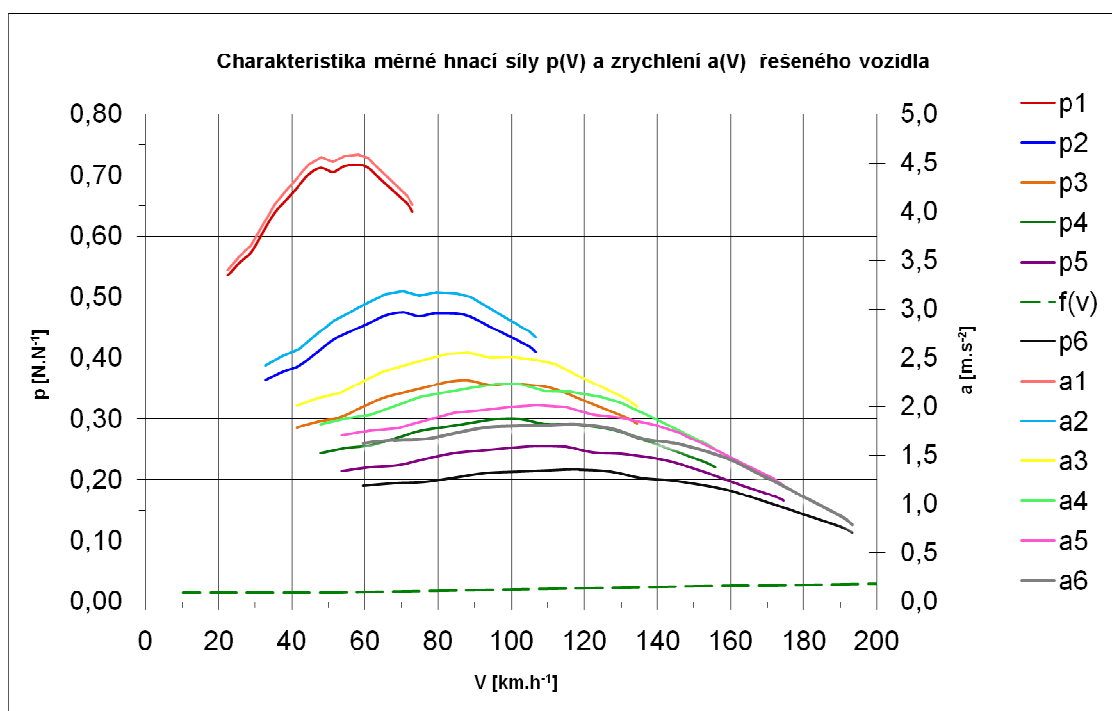
Po provedení výpočtů pro všechny uvažované body momentové křivky a všechny rychlostní stupně se vypočtené hodnoty sestavily do tabulky (viz tabulka 5), z níž se sestrojily samotné charakteristiky.

Tabula5 (část1): Hodnoty pro sestrojení charakteristik

	n (min ⁻¹)	3500	4000	4500	5000	5500	6000	6500	7000	7500
	n (s ⁻¹)	58,33	66,67	75	83,33	91,67	100	108,33	116,67	125
	Mt (N.m)	48,5	50,5	52	55	58	60	62,0	64	65
1. převodový stupeň	F _K [N]	2571,9	2678	2757,5	2916,6	3075,7	3181,7	3287,8	3393,8	3446,9
	v [m.s ⁻¹]	6,22	7,11	8	8,89	9,78	10,66	11,55	12,44	13,33
	V [km.h ⁻¹]	22,39	25,59	28,79	31,99	35,19	38,39	41,59	44,79	47,99
	O _v [N]	13,044	17,037	21,562	26,620	32,210	38,333	44,988	52,175	59,895
	f	0,015	0,015	0,015	0,015	0,015	0,015	0,015	0,015	0,015
	p [N.N ⁻¹]	0,535	0,556	0,571	0,604	0,636	0,657	0,677	0,698	0,707
	a [m.s ⁻²]	3,398	3,537	3,639	3,850	4,060	4,196	4,332	4,467	4,529
2. převodový stupeň	F _K [N]	1759,5	1832,0	1886,5	1995,3	2104,1	2176,7	2249,2	2321,8	2358,1
	v [m.s ⁻¹]	9,09	10,39	11,69	12,99	14,29	15,59	16,89	18,19	19,48
	V [km.h ⁻¹]	32,73	37,41	42,09	46,76	51,44	56,12	60,79	65,47	70,14
	O _v [N]	27,87	36,40	46,07	56,88	68,82	81,90	96,12	111,48	127,98
	f	0,015	0,015	0,015	0,015	0,015	0,016	0,016	0,017	0,017
	p [N.N ⁻¹]	0,362	0,375	0,384	0,405	0,425	0,438	0,450	0,462	0,466
	a [m.s ⁻²]	2,412	2,505	2,570	2,713	2,853	2,936	3,017	3,097	3,123
3. převodový stupeň	F _K [N]	1396,2	1453,8	1497,0	1583,3	1669,7	1727,3	1784,8	1842,4	1871,2
	v [m.s ⁻¹]	11,46	13,10	14,73	16,37	18,01	19,64	21,28	22,92	24,55
	V [km.h ⁻¹]	41,25	47,14	53,04	58,93	64,82	70,72	76,61	82,50	88,40
	O _v [N]	44,26	57,81	73,17	90,33	109,30	130,07	152,65	177,04	203,24
	f	0,015	0,015	0,015	0,016	0,016	0,017	0,018	0,018	0,019
	p [N.N ⁻¹]	0,282	0,292	0,297	0,312	0,326	0,334	0,341	0,348	0,348
	a [m.s ⁻²]	1,987	2,056	2,097	2,200	2,300	2,353	2,403	2,450	2,450
4. převodový stupeň	F _K [N]	1204,6	1254,3	1291,5	1366,1	1440,6	1490,2	1539,9	1589,6	1614,4
	v [m.s ⁻¹]	13,28	15,18	17,08	18,97	20,87	22,77	24,66	26,56	28,46
	V [km.h ⁻¹]	47,81	54,64	61,47	68,30	75,13	81,96	88,79	95,62	102,45
	O _v [N]	59,46	77,66	98,29	121,34	146,83	174,73	205,07	237,83	273,02
	f	0,015	0,015	0,016	0,017	0,017	0,018	0,019	0,019	0,020
	p [N.N ⁻¹]	0,239	0,246	0,249	0,260	0,270	0,275	0,279	0,282	0,280
	a [m.s ⁻²]	1,788	1,837	1,859	1,940	2,016	2,047	2,074	2,097	2,074
5. převodový stupeň	F _K [N]	1075,4	1119,7	1153,0	1219,5	1286,0	1330,4	1374,7	1419,1	1441,2
	v [m.s ⁻¹]	14,88	17,00	19,13	21,25	23,38	25,50	27,63	29,75	31,88
	V [km.h ⁻¹]	53,56	61,21	68,86	76,51	84,16	91,81	99,46	107,11	114,77
	O _v [N]	74,61	97,45	123,33	152,26	184,23	219,25	257,32	298,43	342,58
	f	0,015	0,016	0,017	0,018	0,018	0,019	0,020	0,021	0,021
	p [N.N ⁻¹]	0,209	0,214	0,215	0,223	0,230	0,232	0,233	0,234	0,229
	a [m.s ⁻²]	1,667	1,699	1,706	1,767	1,823	1,833	1,838	1,837	1,791
6. převodový stupeň	F _K [N]	970,6	1010,6	1040,6	1100,6	1160,7	1200,7	1240,7	1280,7	1300,8
	v [m.s ⁻¹]	16,48	18,84	21,19	23,55	25,90	28,26	30,61	32,97	35,32
	V [km.h ⁻¹]	59,34	67,82	76,30	84,77	93,25	101,73	110,21	118,68	127,16
	O _v [N]	91,59	119,63	151,41	186,93	226,18	269,17	315,90	366,37	420,58
	f	0,016	0,017	0,018	0,018	0,019	0,020	0,021	0,022	0,023
	p [N.N ⁻¹]	0,184	0,186	0,186	0,191	0,195	0,195	0,193	0,191	0,184
	a [m.s ⁻²]	1,567	1,582	1,571	1,611	1,644	1,631	1,610	1,582	1,507

Tabula5 (část2): Hodnoty pro sestrojení charakteristik

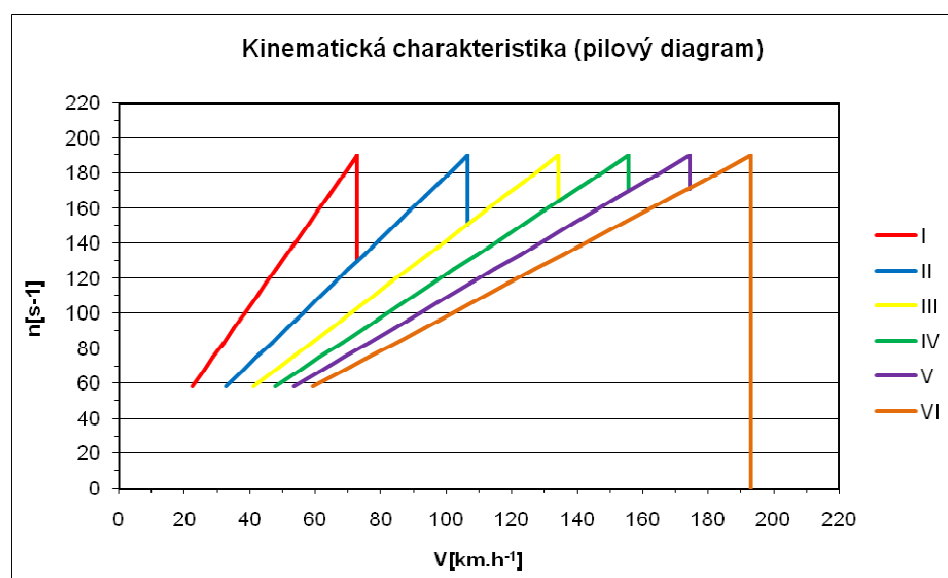
	n (min ⁻¹)	8000	8500	9100	9500	10000	10500	11200	11400
	n (s ⁻¹)	133,33	141,67	151,67	158,33	166,67	175	186,67	190
	Mt (N.m)	64,5	65,5	65,8	65,5	64	62,5	60,5	59,5
1. převodový stupeň	F _K [N]	3420,4	3473,4	3489,3	3473,4	3393,8	3314,3	3208,2	3155,2
	v [m.s ⁻¹]	14,22	15,11	16,17	16,88	17,77	18,66	19,91	20,26
	V [km.h ⁻¹]	51,19	54,39	58,22	60,78	63,98	67,18	71,66	72,94
	O _v [N]	68,147	76,932	88,176	96,098	106,480	117,394	133,568	138,381
	f	0,015	0,015	0,016	0,016	0,016	0,017	0,017	0,017
	p [N.N ⁻¹]	0,700	0,709	0,710	0,705	0,687	0,668	0,642	0,630
	a [m.s ⁻²]	4,481	4,539	4,543	4,509	4,384	4,258	4,088	4,009
2. převodový stupeň	F _K [N]	2339,9	2376,2	2387,1	2376,2	2321,8	2267,4	2194,8	2158,5
	v [m.s ⁻¹]	20,78	22,08	23,64	24,68	25,98	27,28	29,10	29,62
	V [km.h ⁻¹]	74,82	79,50	85,11	88,85	93,53	98,20	104,75	106,62
	O _v [N]	145,61	164,38	188,40	205,33	227,51	250,83	285,39	295,67
	f	0,017	0,018	0,018	0,019	0,019	0,020	0,020	0,021
	p [N.N ⁻¹]	0,458	0,462	0,459	0,453	0,437	0,421	0,399	0,389
	a [m.s ⁻²]	3,068	3,090	3,067	3,024	2,910	2,794	2,633	2,565
3. převodový stupeň	F _K [N]	1856,8	1885,6	1894,2	1885,6	1842,4	1799,2	1741,6	1712,9
	v [m.s ⁻¹]	26,19	27,83	29,79	31,10	32,74	34,38	36,67	37,32
	V [km.h ⁻¹]	94,29	100,18	107,25	111,97	117,86	123,75	132,00	134,36
	O _v [N]	231,24	261,05	299,20	326,08	361,31	398,34	453,23	469,56
	f	0,019	0,020	0,021	0,021	0,022	0,022	0,023	0,023
	p [N.N ⁻¹]	0,340	0,339	0,333	0,326	0,309	0,293	0,269	0,260
	a [m.s ⁻²]	2,380	2,374	2,323	2,265	2,139	2,010	1,829	1,757
4. převodový stupeň	F _K [N]	1602,0	1626,9	1634,3	1626,9	1589,6	1552,3	1502,7	1477,8
	v [m.s ⁻¹]	30,36	32,25	34,53	36,05	37,95	39,84	42,50	43,26
	V [km.h ⁻¹]	109,28	116,11	124,31	129,78	136,61	143,44	153,00	155,73
	O _v [N]	310,64	350,68	401,94	438,05	485,37	535,12	608,85	630,79
	f	0,021	0,021	0,022	0,023	0,023	0,024	0,025	0,025
	p [N.N ⁻¹]	0,270	0,267	0,257	0,248	0,231	0,212	0,187	0,177
	a [m.s ⁻²]	1,986	1,955	1,876	1,799	1,653	1,502	1,289	1,209
5. převodový stupeň	F _K [N]	1430,2	1452,3	1459,0	1452,3	1419,1	1385,8	1341,5	1319,3
	v [m.s ⁻¹]	34,00	36,13	38,68	40,38	42,51	44,63	47,61	48,46
	V [km.h ⁻¹]	122,42	130,07	139,25	145,37	153,02	160,67	171,38	174,44
	O _v [N]	389,78	440,03	504,34	549,65	609,04	671,46	763,97	791,50
	f	0,022	0,023	0,024	0,024	0,025	0,026	0,027	0,027
	p [N.N ⁻¹]	0,217	0,211	0,199	0,189	0,169	0,149	0,121	0,110
	a [m.s ⁻²]	1,680	1,623	1,512	1,413	1,241	1,062	0,807	0,715
6. převodový stupeň	F _K [N]	1290,7	1310,8	1316,8	1310,8	1280,7	1250,7	1210,7	1190,7
	v [m.s ⁻¹]	37,68	40,03	42,86	44,74	47,10	49,45	52,75	53,69
	V [km.h ⁻¹]	135,64	144,12	154,29	161,07	169,55	178,03	189,89	193,29
	O _v [N]	478,53	540,21	619,17	674,80	747,70	824,34	937,92	971,71
	f	0,023	0,024	0,025	0,026	0,027	0,027	0,029	0,029
	p [N.N ⁻¹]	0,170	0,161	0,146	0,133	0,111	0,089	0,057	0,046
	a [m.s ⁻²]	1,367	1,278	1,126	1,000	0,791	0,575	0,265	0,157



Obr. 4.23 Charakteristika měrné hnací síly a zrychlení

Ze sestrojených charakteristik měrné hnací síly a zrychlení (viz obr. 4.23) lze odečíst jejich závislost na rychlosti. Dále je zřejmé, že křivka měrné hnací síly neprotíná křivku průběhu součinitele valivého odporu, Maximální rychlost tedy nebude omezena průběhem této křivky, ale maximálními otáčkami.

Z vytvořené kinematické charakteristiky (viz obr. 4.24) lze odečíst závislost otáček motoru na dosažitelné rychlosti vozidla na příslušné rychlostní stupně. Bylo zjištěno, že rychlostní stupně převodovky jsou odstupňovány progresivně.



Obr. 4.24 Kinematická charakteristika

5. Konstrukce dalších vozidlových skupin

V této kapitole je zpracováno řešení dalších konstrukčních skupin vozidla. Bylo třeba vybrat vhodné konstrukční typy řízení, odpružení, brzdového zařízení a kol s pneumatikami. Dále byly popsány použité části, ze kterých se vybrané konstrukční typy vozidlových skupin skládají a navržen způsob uchycení některých těchto částí k vozidlu.

5.1. Řízení

Při volbě vhodného typu řízení pro řešené vozidlo se musely respektovat již použité části u jiných vozidlových skupin. Jelikož byly na vozidle použity těhlice z automobilu Škoda 105M, ke kterým je řízení uchyceno a přes které se realizuje natáčení kol do rejdu, muselo se i řízení použít z tohoto typu automobilu. U vozidla Škoda 105M se používaly dva druhy řízení, maticové a hřebenové. Protože má maticové řízení oproti hřebenovému vysoké ovládací síly, malou citlivost a nízkou životnost, rozhodl jsem se pro použití řízení hřebenového, jehož výhodou je i prostorová nenáročnost. Toto řízení se skládá z následujících částí:

Kulové klouby

- slouží ke kloubovému spojení jednotlivých dílů mechanismu řízení. Na každé řídící tyči se nacházejí dva kulové klouby. Vnější kloub zajišťuje spojení řídící tyče s těhlicí, vnitřní kloub je axiální a je bočně přišroubován k ozubené tyči převodky řízení.

Řídící tyče

- mají za úkol přes kulové klouby spojovat těhlice s ozubenou tyčí převodky řízení. Každá z tyčí má na jednom konci vytvořen závit, na který je přišroubován kulový kloub. Šroubováním tyče vůči kloubu se seřizuje sbíhavost kol.

Hřídel volantu

- spojuje volant s převodkou řízení, čímž dokáže přenášet ovládací moment. Z bezpečnostních důvodů je hřídel volantu dělený, se dvěma klouby. To zajistí, že se při nehodě hřídel v kloubech zlomí, což zabrání zranění řidiče.

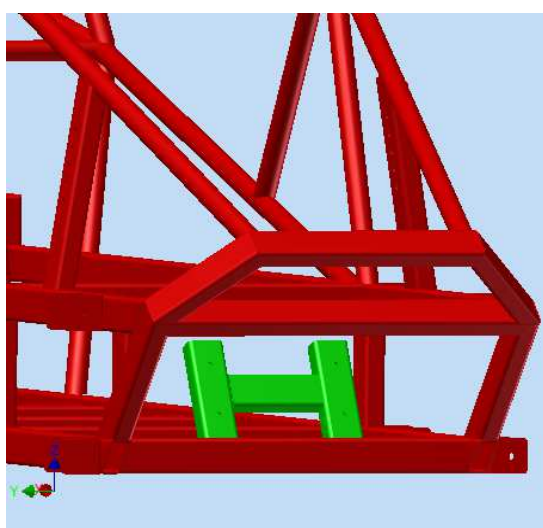
Převodka řízení

- převádí otáčivý pohyb volantu na řídicí pohyb (natáčení) předních kol. Hlavní části hřebenové převodky řízení jsou pastorek a ozubená tyč, které jsou spolu v záběru a jsou uloženy ve skříni převodky. Pastorek při otáčení posouvá ozubenou tyč, čímž se přes řídicí tyče natáčí koly.

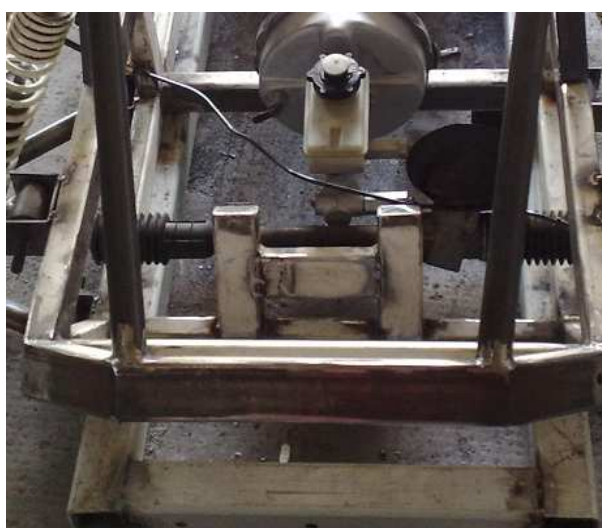


Obr. 5.1 Použité hřebenové řízení

Pro správnou funkci řízení musela být převodka řízení uchycena k rámu vozidla. Místo jejího uchycení bylo zjištěno přímo na vozidle tak, že se převodka řízení nastavila do výchozí středové polohy, řídicí tyče byly ustaveny do stejné osy s ozubenou tyčí a následně se převodka řízení ustavila tak, aby vzdálenost od konce každé tyče řízení po vnější okraj spodní části rámu byla stejná. Do tohoto zjištěného místa byl následně na příčný nosník spodní části rámu navařen pod úhlem 63° úchyt tvaru H, svařený z ocelových obdélníkových profilů 50x30 mm, jakosti 11375. V tomto úchyty byly vyvrtány čtyři díry, přes které jsou šrouby připevněny objímky svírající převodku řízení.



Obr. 5.2 Navržený úchyt převodky řízení

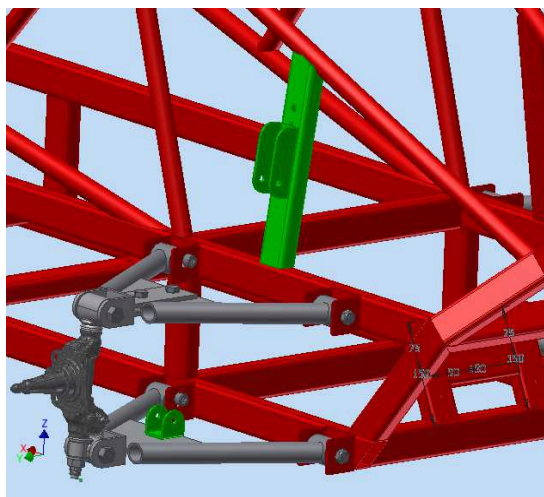


Obr. 5.3 Upevněná převodka řízení k rámu

5.2. Odpružení

K odpružení vozidla byly zvoleny pružící jednotky z pracovních terénních čtyřkolek z důvodu jejich malých rozměrů, jednoduchosti uložení, dobrých pružících vlastností při jízdě terénem a dostatečné únosnosti. Protože je předpokládána pohotovostní hmotnost vozidla řešeného ve studii 398 kg a hmotnost řidiče 90 kg, byly k odpružení zadní nápravy vybrány pružící jednotky ze čtyřkolky Kawasaki K VX750 Brute Force o celkové hmotnosti 494 kg. Jednotky odpružení přední nápravy jsou použity ze čtyřkolky Kawasaki LTA500 Vinson o celkové hmotnosti 490 kg. Pružící jednotky obou náprav jsou složeny z vinutých pružin a jednoplášťových plynokapalinových tlumičů. U odpružení přední nápravy jsou použity progresivní pružiny (progresivita je dosaženo proměnlivým stoupáním závitů pružiny).

Každá pružící jednotka je uložena na vozidle ve dvou místech přes závěsná oka tlumiče. U odpružení přední nápravy je spodní závěsné oko tlumiče připevněno k úchytu, který je přivařen na spodní rameno zavěšení předního kola. Tento úchyt je vytvořen z ocelové ploché tyče jakosti 11375, průřezu 40x4 mm a jsou v něm vyvrtány dvě díry, kterými prochází šroub upevňující spodní část tlumiče. Pro uchycení horního závěsného oka tlumiče byl vytvořen úchyt z ocelového plechu jakosti 11375, tloušťky 4 mm. Jsou v něm vyvrtány dvě díry, kterými prochází šroub upevňující horní část tlumiče a vyvrtány tři díry, přes které bude úchyt šrouby připevněn k rámu. Aby bylo možné tento úchyt k rámu upevnit, musel se mezi spodní a horní část rámu přivařit nosník z ocelového obdélníkového profilu 50x30 mm, jakosti 11375, ve kterém bylo vyvrtáno celkem pět děr. Tři díry slouží pro upevnění úchytu horní části tlumiče a dvě díry pro případný pohyb s tímto úchytem ve svislé ose, čímž se může částečně regulovat světlá výška vozidla.

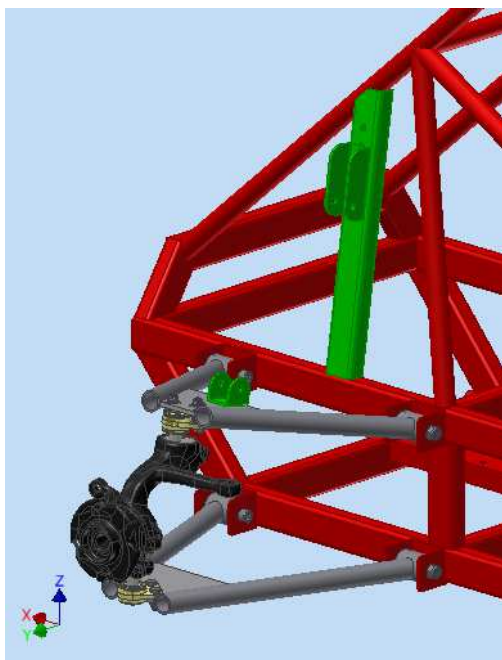


Obr. 5.4 Navržené uchycení pružící jednotky přední nápravy (úchyty vyznačeny zeleně)



Obr. 5.5 Upevnění pružící jednotky přední nápravy na vozidle

Uložení pružících jednotek zadní nápravy na vozidlo bylo provedeno obdobným způsobem jako u přední nápravy. Úchyty tlumiče jsou totožné. Odlišnost je pouze v tom, že úchyt spodní části tlumiče není přivařen kvůli umístění kloubových hřídelů hnacích kol k dolnímu závěsnému rameni, ale je přivařen k hornímu závěsnému rameni. Zhotovené odpružení obou náprav je zobrazeno na fotografiích v příloze 4.



Obr. 5.6 Navržené uchycení pružící jednotky zadní nápravy



Obr. 5.7 Upevnění pružící jednotky zadní nápravy na vozidle

5.3. Brzdové zařízení

Pro záměrné snižování rychlosti vozidla, případně jeho úplné zastavení, bylo zvoleno dvouokruhové hydraulické brzdové zařízení. Toto zařízení zajišťuje jak brzdění provozní, tak i brzdění nouzové, umožňující zastavení vozidla v případě poruchy na některém z okruhů brzdového zařízení. Skládá se z následujících částí:

- Hlavní brzdový válec
 - Umožňuje vytvoření tlaku v každém brzdovém okruhu, změnu objemu kapaliny v závislosti na změně teploty a zajišťuje rychlé snížení tlaku v systému. Při poruše jednoho z okruhů dokáže vytvořit tlak v druhém okruhu.
 - Je použit tandemový brzdový válec z vozidla Škoda Favorit, jehož součástí je i nádobka brzdové kapaliny.

- Posilovač brzd
 - Posiluje lidskou sílu vyvinutou na brzdový pedál, čímž zvyšuje brzdný účinek.
 - Jedná se o podtlakový posilovač brzd použitý z vozidla Škoda Favorit. Pro jeho správnou funkci musela být podtlaková komora propojena se sacím potrubím motoru.
- Brzdový pedál
 - Přenáší se přes něj svalové síla řidiče na hlavní brzdový válec.
 - Je součástí pedálového ústrojí použitého z vozidla Škoda Favorit. Toto ústrojí je společně s hlavním brzdovým válcem a posilovačem brzd připevněno čtyřmi šrouby k příčným profilům spodní části rámu.



*Obr. 5.8 Upevnění pedálů s posilovačem
a hlavním brzdovým válcem k rámu vozidla*

- Rozvodné trubičky a hadice
 - Rozvádí se v nich brzdová kapalina z hlavního brzdového válce k brzdovým třmenům.
 - Jsou použity z vozidel Škoda 105 a Škoda Favorit. Trubičky musely být nahřány a vytvarovány tak, aby bylo možné je uchytit k rámu vozidla.
- Kotoučové brzdy
 - Umožňují přitlakem brzdových destiček na kotouč připevněný k náboji kola brzdit točivý moment kola.
 - Jsou použity na přední i zadní nápravě vozidla.

- U přední nápravy jsou použity kotoučové brzdy z automobilu Škoda 105M. Jedná se o variantu s pevným třmenem, v němž jsou na obou stranách vytvořeny dva válečky, ve kterých se pohybují pístky. Při brzdění přitlačují pístky brzdové destičky na brzdový kotouč z obou stran. Přítlačná síla je vytvořena tlakem brzdové kapaliny.



Obr. 5.9 Kotoučová brzda přední nápravy

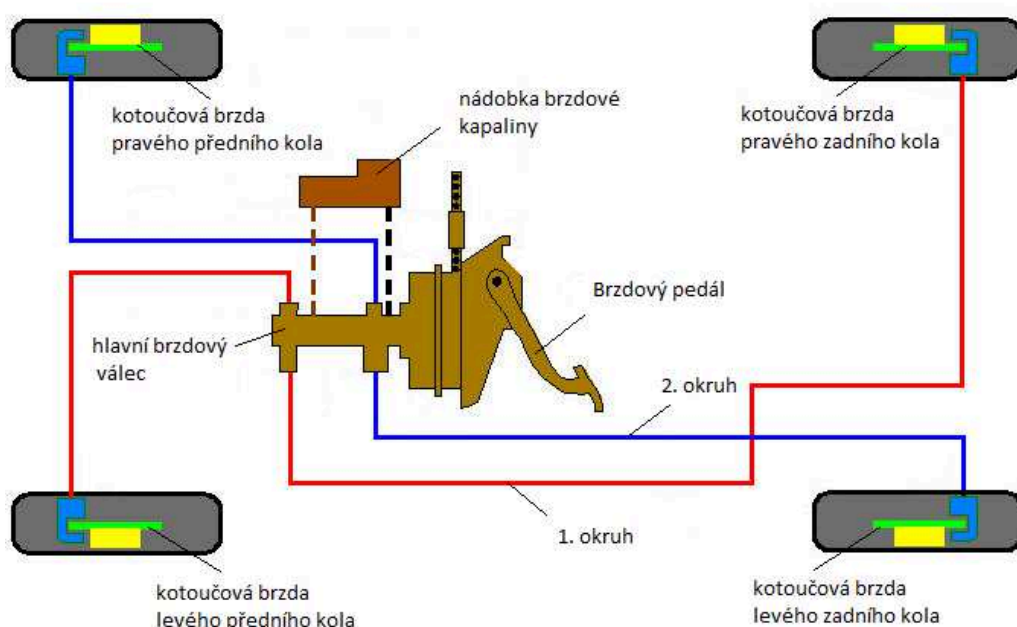
- Zadní náprava je opatřena kotoučovými brzdami z automobilu Škoda Favorit. Jde o variantu brzd s plovoucím brzdovým třmenem, který je uložen posuvně v pevném úchyty přes vodící čepy. Je zde použit pouze jeden váleček, ve kterém se pohybuje píst, který tlačí na vnitřní obložení proti brzdovému kotouči. Reakční silou se třmen posune v opačném směru a tlačí vnější obložení proti kotouči.



Obr. 5.10 Kotoučová brzda zadní nápravy

Dvouokruhové hydraulické brzdové zařízení funguje tak, že se stlačením brzdového pedálu svalovou silou řidiče vytvoří přes pístky hlavního brzdového válce v kapalině tlak. Ten se dále šíří potrubím až do brzdových třmenů, ve kterých působí na posuvné pístky, které přitlačují brzdové destičky ke kotouči.

Brzdové okruhy jsou na vozidle zapojeny diagonálně. Jeden okruh brzdí levé přední a pravé zadní kolo, druhý okruh zajišťuje brzdění pravého předního a levého zadního kola. Jestliže selže jeden brzdový okruh, bude brzděno jedno přední kolo a diagonálně ležící zadní kolo, čímž vznikne stáčivý moment. Tato nevýhoda se odstraňuje pomocí záporného poloměru rejdu, moment natáčející předními koly působí proti smyslu momentu natáčejícího zadními koly, čímž se vyrovná stáčení vozidla. Schéma obou okruhů včetně jednotlivých částí brzdového zařízení je na obr. 511.



Obr. 5.11 Schéma zapojení brzdových okruhů

Nedostatkem sestaveného brzdového zařízení vozidla je absence parkovací brzdy. Vozidlo tak bude muset mít při parkování zařazeno nejnižší převodový stupeň, aby se zabránilo jeho samovolnému pohybu. Tento způsob zajištění vozidla proti pohybu však není optimální, při parkování na svahu o větším sklonu by mohlo dojít k protočení klikového hřídele motoru a tím pohybu celého vozidla. V budoucnu bych tento nedostatek řešil pomocí táhlově ovládaného zajišťovacího mechanismu, kterým by se v případě potřeby parkování zajistilo pevné spojení výstupního řetězového kola sekundárního převodu s rámem vozidla.

5.4. Kola a pneumatiky

Vzhledem k již použitým částem uložení kol na vozidle jsem se rozhodl použít kola a pneumatiky pocházející ze stejných automobilů, ze kterých je použito uložení kol. Přední kola s pneumatikami jsou z vozidla Škoda 105M, zadní z automobilu Škoda Favorit. Jelikož se vozidlo bude pohybovat převážně v terénu, je vybraný typ pneumatik pouze prozatímním řešením. V budoucnu budou použity pneumatiky s dezénem určeným pro jízdu v terénu. Přední i zadní kola jsou disková, každé z nich je tvořeno lisovaným diskem z ocelového plechu, který je spojen s ráfkem bodovým svařováním. Pneumatiky jsou radiální, bezdušové.

Přední disková kola mají průměr ráfku 13 palců, ráfek je jednodílný a jeho šířka je 4,5 palce. Průměr roztečné kružnice otvorů upevňovacích šroubů je 130 mm, díry pro šrouby jsou čtyři. Vzdálenost dosedací plochy kola od pomyslné roviny dělicí šířku kola činí 27,5 mm.

Pneumatiky předních kol Matador MP16 Stella mají každá šířku 165 mm, profilové číslo 70, index nosnosti 79 (nosnost do 437 kg) a rychlostní symbol T, udávající nejvyšší přípustnou provozní rychlost 190 km.h⁻¹.



Obr. 5.12 Použité přední kolo s pneumatikou

Zadní disková kola mají průměr ráfku 13 palců, ráfek je jednodílný a jeho šířka je 4,5 palce. Průměr roztečné kružnice otvorů upevňovacích šroubů je 98 mm, díry pro šrouby jsou čtyři. Vzdálenost dosedací plochy kola od pomyslné roviny dělicí šířku kola činí 45 mm.

Pneumatiky zadních kol Kormoran Impulser mají každá šířku 165 mm, profilové číslo 70, index nosnosti 79 (nosnost do 437 kg) a rychlostní symbol T, udávající nejvyšší přípustnou provozní rychlost 190 km.h⁻¹.



Obr. 5.13 Použité zadní kolo s pneumatikou

6. Závěr

Cílem diplomové práce bylo vypracovat studii jednomístného terénního vozidla. Nejprve bylo řešené vozidlo rozebráno na jednotlivé vozidlové skupiny, u nichž bylo stanoveno, co všechno bude potřeba zpracovat. Po tomto kroku se mohlo začít s vlastním řešením každé vozidlové skupiny.

Začalo se návrhem rámu vozidla, který proběhl v softwaru Autodesk Inventor. Podle 3D modelu usazeného do jezdecké pozice se vytvořila drátěná kostra rámu, z níž byl pomocí generátoru nosných konstrukcí vytvořen 3D model. K tomuto modelu byly zavazbeny navržené úchyty a nosníky, přes které budou upevněny části dalších vozidlových skupin, čímž vznikla konečná podoba navrženého rámu. Následovala pevnostní kontrola průhybu a napjatosti v jednotlivých nosnících rámu při statickém zatížení od sil působících na rám. Ze simulace bylo zjištěno, že rám bez problémů daným zatížením vyhoví. Navržený rám byl následně vyroben.

Další řešenou vozidlovou skupinou bylo zavěšení kol. Nejdříve se zvolil vhodný typ zavěšení pro řešené vozidlo. Jelikož byly některé části zavěšení použity z jiných vozidel, musely se upravit tak, aby mohl proběhnout návrh závěsných ramen kol. Ten probíhal v softwaru Autodesk inventor tím způsobem, že se nejdříve navrhla spodní ramena, ustavila se společně s digitalizovanými těhlicemi do základní polohy a podle této polohy byly navrhnuty horní závěsná ramena. Poté byla navržená ramena vyrobena a kompletní zavěšení kol sestaveno.

Následoval návrh pohonného ústrojí vozidla. Byla zvolena základní koncepce, stanovilo se uspořádání hnacího ústrojí vozidla, navrhl způsob přenosu točivého momentu z motoru až na kola. Dále proběhla volba motoru, návrh a realizace jeho uchycení k rámu vozidla. Poté musel být upraven diferenciál tak, aby se na něj z převodovky mohl přenášet točivý moment, musel se navrhnout způsob jeho mazání a uložení na rám vozidla. Všechny tyto návrhy byly postupně realizovány. Dle navrženého pohonného ústrojí byly sestrojeny vybrané vozidlové charakteristiky.

V poslední části práce je zpracováno řešení ostatních vozidlových skupin. Byly vybrány vhodné konstrukční typy řízení, odpružení, brzdového zařízení a kol s pneumatikami. Dále byly popsány použité části, ze kterých se vybrané konstrukční typy vozidlových skupin skládají a navržen způsob uchycení některých těchto částí k vozidlu.

Závěrem bych rád poznamenal, že pro mě byla tato diplomová práce velkým přínosem. Nejen že jsem si prohloubil dosavadní teoretické znalosti z oblasti konstrukce silničních vozidel, ale také jsem je dokázal při realizaci jednotlivých návrhů vozidlových skupin praktikovat.

Seznam použité literatury

[1] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2000. 392 s. ISBN 80-238-5274-4

[2] MATĚJKA, Rostislav. *Vozidla silniční dopravy I*. Bratislava: Alfa Bratislava, 1990. 213 s. ISBN 80-05-00392-7

[3] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2000. 432 s. ISBN 80-238-5273-6